



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**KONSTRUKČNÍ NÁVRH MANIPULAČNÍHO
ZAŘÍZENÍ VE VÝROBĚ PNEUMATIK**

DESIGN OF TYRE PRODUCTION LINE MANIPULATION EQUIPMENT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Adam Solař

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Pavel Ramík

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Adam Solař**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Pavel Ramík**
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Konstrukční návrh manipulačního zařízení ve výrobě pneumatik

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Polotovar pneumatiky (tzv. Green Tyre) je při výrobě před vložením do lisu dopravován na dopravním pásu. Poté je uchopen za vnitřní část manipulátorem, který jej přenesení do bubnu, kde je na jeho vnitřní část nanesen pomocí zkoseného rotujícího kotouče separační roztok za současného rotování manipulátoru. Následně manipulátor položí polotovar pneumatiky na další dopravník, který jej posune do požadované vzdálenosti. Zde je nabrán dalším manipulátorem, který jej uchopí z vnější strany a umístí na vozík s kapacitou 4x4 polotovary. Naplněný vozík je přesunut na manipulační uzel („nádraží“) zabudované 15 cm v podlaze výrobní haly, kde je vyměněn za prázdný vozík. Toto řešení znamená časovou a ekonomickou náročnost zejména při změně uspořádání (změně konfigurace) linky, kdy je zapotřebí narušit a přebudovat podlahu (beton včetně kari sítí) do požadované hloubky. Náplní práce je konstrukční úprava tohoto zařízení pro manipulaci s pneumatikami s ohledem na zachování zástavbového prostoru, dodržení bezpečnostních požadavků a odstranění potřeby úprav podlahy při změně prostorového uspořádání výrobní linky.

Cíle diplomové práce:

Vytvořit přehled konstrukčních řešení obdobných manipulačních zařízení pro použití ve výrobních linkách.

Provést návrh úpravy stávajícího manipulačního zařízení s cílem eliminovat potřebu úprav podlahy při změně uspořádání linky při dodržení požadavků bezpečnosti při manipulaci s materiálem a omezení maximálními zástavbovými rozměry zařízení.

Vytvořit konstrukční návrh komponent manipulačního zařízení a celkové sestavy v systému CAD.

Provést strukturální analýzu vybraných dílů zařízení a na jejím základě provést případné úpravy.

Zhodnotit navrženou konstrukci s ohledem na požadavky na ni kladené a vyslovit se k možnostem případných dalších úprav zařízení.

Seznam doporučené literatury:

KLEIN, Bernd. FEM Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2012. 428 s. ISBN 978-3-8348-1603-0.

SHIGLEY, Joseph Edward, MISCHKE, Charles R. a BUDYNAS, Richard G. (ed.). Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

AL-TABEY, Wael. Finite element analysis in mechanical design using ANSYS: Finite element analysis (FEA) hand book For mechanical engineers with ANSYS tutorials. LAP Lambert Academic Publishing, 2012. ISBN 978-3845404790.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Předmětem této diplomové práce je navrhnout novou konstrukci zařízení, které slouží pro manipulaci s vozíky na pneumatiky v gumárenském průmyslu. Důvodem nové konstrukce je odstranění hlavních nedostatků stávajícího řešení. Cílem práce bylo zpracovat přehled soudobých konstrukčních řešení uvažovaného manipulačního zařízení a následně sestavit vhodné nové konstrukční řešení. V práci je použito koncepčních výpočtů, které byly využity při výběru vhodného typu elektromotoru, převodovky, pneumatických válců a vedení. Příslušné díly zařízení byly dimenzovány s využitím strukturálních MKP analýz.

Při návrhu vhodné konstrukce bylo vybíráno z několika variant řešení. Na základě MKP simulací byly příslušné díly z hlediska geometrie upraveny tak, aby výsledný manipulátor splňoval veškerá požadovaná kritéria, zejména bezpečnostní požadavky.

KLÍČOVÁ SLOVA

Výroba pneumatik, manipulátor, gumárenský průmysl, manipulační vozík, MKP

ABSTRACT

The subject of this diploma thesis is to design a new construction of the machinery, which is used for manipulation with tire carts in rubber industry. The reason for the new design is to eliminate the main shortcomings of the existing provision. The aim of this project was to elaborate an overview of the current designs of the handling equipment in question and to subsequently construct a new suitable design solution. In addition, several conceptual calculations were needed to be used in the selection of the appropriate electric motor, transmission, pneumatic cylinders and wiring. The relevant parts were designed using structural FEM analyses.

The several variants of the solutions were considered for a suitable construction design. Based on these FEM simulations, the relevant parts have been modified in terms of geometry so that the resulting manipulating machinery meets all the criteria, especially regarding safety.

KEYWORDS

Manufacture of tyres, manipulator, rubber industry, manipulative carriage, FEM

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Solař, A. *Konstrukční návrh manipulačního zařízení ve výrobě pneumatik*. Brno, 2019. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 53 s. Vedoucí diplomové práce Pavel Ramík.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Pavla Ramíka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 22. května 2019

.....

Bc. Adam Solař

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Pavlu Ramíkovi za pomoc a rady při vypracovávání této práce.

Další, komu patří poděkování je moje rodina a zejména bych chtěl poděkovat mým rodičům za finanční podporu a pochopení v době mého studia.

Také bych chtěl poděkovat zejména Ing. Pavlu Buchtovi, Ing. Jiřímu Smolinkovi a ostatnímu kolektivu z konstrukce Conti Machinery za odborné konzultace, rady a připomínky.

Poděkování patří rovněž Ing. Kamilu Řehákovi Ph.D. za odborné konzultace při MKP výpočtech.

OBSAH

Úvod	10
1 Soudobá konstrukční řešení uvažovaného manipulačního zařízení	11
1.1 Kolejový mechanismus s použitím manipulátoru	11
1.2 Ližinový mechanismus s použitím robotu	12
2 Konstrukční řešení	13
2.1 Požadavky na zařízení	13
2.2 Funkce zařízení a jeho součásti	13
2.2.1 Základna a rám	14
2.2.2 Zvedací mechanismus a manipulační vidlice	16
2.2.3 Točna	17
2.2.4 Mechanismus pro zajištění vozíku	18
3 Koncepční výpočty	21
3.1 Určení hmotností a momentu setrvačnosti	21
3.2 Maximální síla a moment působící na manipulační vidlice	21
3.3 Volba ložiska točny	22
3.4 Výpočet pohonu pojezdu	23
3.4.1 Moment motoru potřebný k rozjezdu	23
3.4.2 Rychlost a převod pojezdu	24
4 Simulační výpočty	27
4.1 Hák pro zajištění vozíku	27
4.1.1 Nastavení výpočtu a okrajových podmínek	27
4.1.2 Redukované napětí a deformace	29
4.2 Držák převodovky a motoru	32
4.2.1 Nastavení výpočtu a okrajových podmínek	33
4.2.2 Redukované napětí a deformace	34
4.3 Manipulační vidlice a rám	35
4.3.1 Nastavení výpočtu a okrajových podmínek	35
4.3.2 Redukované napětí a deformace	38
5 Další potřebné úpravy výrobní linky	48
5.1 Návrh chapadel robota	48
5.2 Úprava mechanismu pro nanášení separačního roztoku	49
6 Srovnání s původním zařízením	50
6.1 Parametry obou zařízení	50
6.2 Výsledné zhodnocení	51

Závěr.....	52
Použité informační zdroje.....	53
Seznam použitých zkratk a symbolů	54
Seznam příloh.....	56

ÚVOD

Pneumatiky jsou nezbytnou součástí kol používaných u motorových i nemotorových vozidel, jejich přípojných vozidel a dalších zařízení pohybujících se po kolech. V dnešní době, kdy rapidně roste zejména počet vyrobených automobilů, roste i výroba pneumatik, na které jsou současně kladeny čím dál větší požadavky.

Manuální práce v gumárenském průmyslu je na některých pozicích fyzicky náročná, a proto je s rostoucí výrobou realizována strojním vybavením. Také některá zařízení používaná již desetiletí nemusí být již příliš efektivní a jsou nahrazována novými, případně jsou budovány zcela nové výrobní linky.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem manipulátoru vozíků na pneumatiky, který nalezne uplatnění právě při výrobě pneumatik. Hlavním důvodem a cílem této konstrukce je navrhnout zařízení, které bude oproti stávajícímu efektivnější a odstraní jeho hlavní nedostatky s tím, že nebude rozměrově větší než zařízení současné. Dalším cílem je navrhnout zařízení s ohledem na požadavky bezpečnosti.

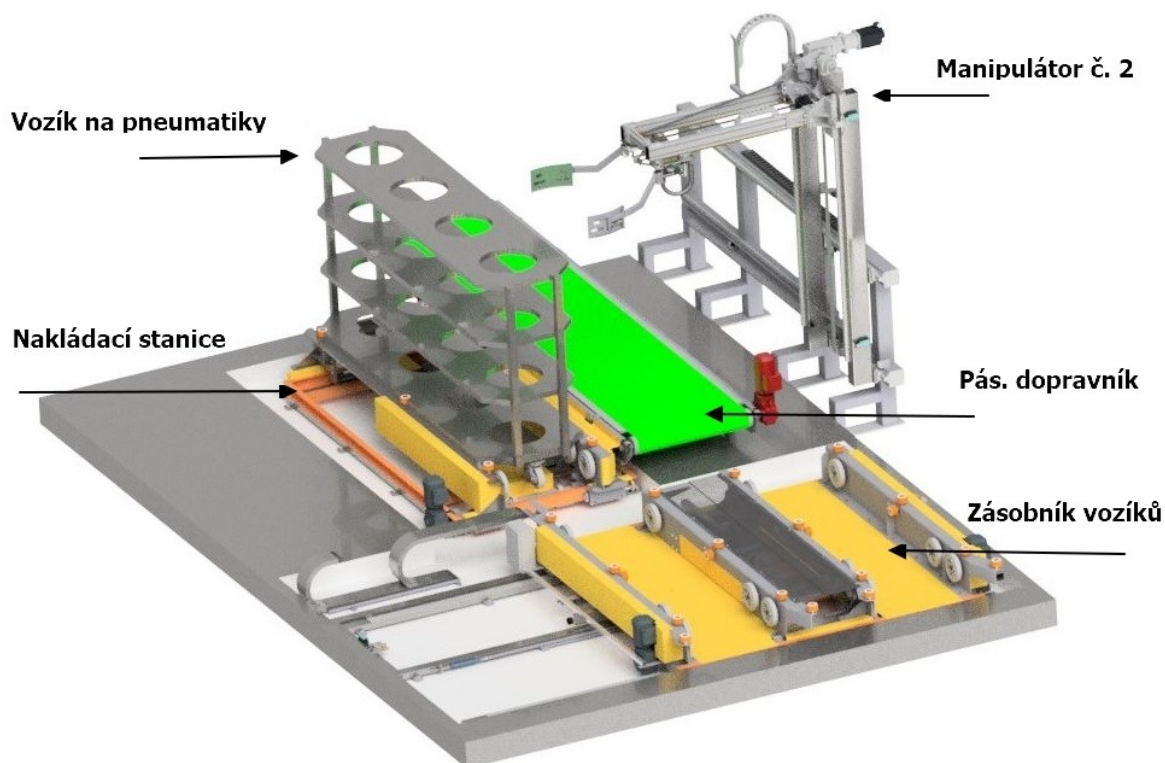
1 SOUDOBA KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ UVAŽOVANÉHO MANIPULAČNÍHO ZAŘÍZENÍ

Manipulační zařízení slouží k manipulaci s vozíky, které jsou využívány k převozu a dočasnému uložení polotovaru budoucích pneumatik zvaného „green tyre“.

1.1 KOLEJOVÝ MECHANISMUS S POUŽITÍM MANIPULÁTORU

Mechanismus je využíván v části výrobní linky, kdy je předchozím strojem vyrobena surová pneumatika, která je umístěna na pásový dopravník. Pomocí dopravníku je dopravena na místo prvního manipulátoru. Ten ji uchopí a přesune do separovací komory, kde dojde k nanesení separačního roztoku na vnitřní povrch. Po této fázi ji manipulátor umístí na další dopravník, pomocí kterého se přepraví k druhému manipulátoru a ten ji vloží do již zmíněného vozíku.

Toto zařízení nazývané občas jako „nádraží“ pracuje se dvěma vozíky a slouží k vzájemné výměně vozíků, nastane-li situace, že je jeden z vozíků plný. Základna manipulačního zařízení je níže, než je podlaha výrobní haly. To je jednou z jeho hlavních nevýhod vedoucích k novému návrhu. Prázdný vozík do zásobníku umístí obsluha, poté stroj vozík nasune po kladkách za pomoci elektromotoru. Dále se vozík přesune do nakládací stanice, kde jsou na něj naloženy za pomoci manipulátoru polotovary, na kterých je již nanesen separační roztok. Po jeho naplnění jej zařízení vysune zpět do zásobníku, který se přemístí na stranu podle toho, který vozík je právě naplněn. Z výchozí polohy je do nakládací stanice nasunut prázdný vozík a plný vozík je za pomoci obsluhy vyjmut ze zařízení ven na podlahu a nahrazen prázdným vozíkem. Celý tento proces se takto neustále opakuje. Plný vozík pak míří k závěrečným operacím při výrobě pneumatik, kterými je lisování finální pneumatiky.



Obr. 1 Kolejový mechanismus – stávající řešení [1]

1.2 LIŽINOVÝ MECHANISMUS S POUŽITÍM ROBOTU

Tento typ zařízení se obvykle používá při jiném technologickém postupu, než byl popsán v předchozím. Polotovary pneumatik k lisování se nakládají ručně na vozík přímo u stroje, na kterém jsou vyrobeny. Následně je vozík dopraven k tomuto typu zařízení, do kterého je umístěn za pomoci obsluhy.

V zařízení dochází k přesunu jednotlivých vozíků mezi dvěma roboty za pomoci dvou sekcí ližin. První robot vyskládá z vozíku surové pláště na pásový dopravník, které následně míří do komory, kde dojde k nanesení separačního roztoku. V separovací komoře je s nimi manipulováno za pomoci manipulátoru a po nanesení separátoru míří opět po jiném dopravníku k druhému robotu, který je skládá zpět na vozík. Zařízení má základnu v úrovni podlahy. Pod vozík jsou zasunuty ližiny, které se pohybují po kluzném vedení, které je přimontováno k podlaze. Jejich zdvih zajišťují dva dvojčinné kompaktní pneumatické válce umístěny každý na jednom okraji. Po zvednutí je vozík přemístěn na stranu, kde je položen a pomocí posuvného vedení je přesunut k prvnímu robotu, kde dojde k jeho vyložení. Po vyskládání všech pneumatik je vozík za pomoci další sekce ližin přesunut k dalšímu robotu a následně naplněn. V tomto zařízení mohou být současně až 4 vozíky, avšak pro nakládání i vykládání je použit vždy jeden.

2 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

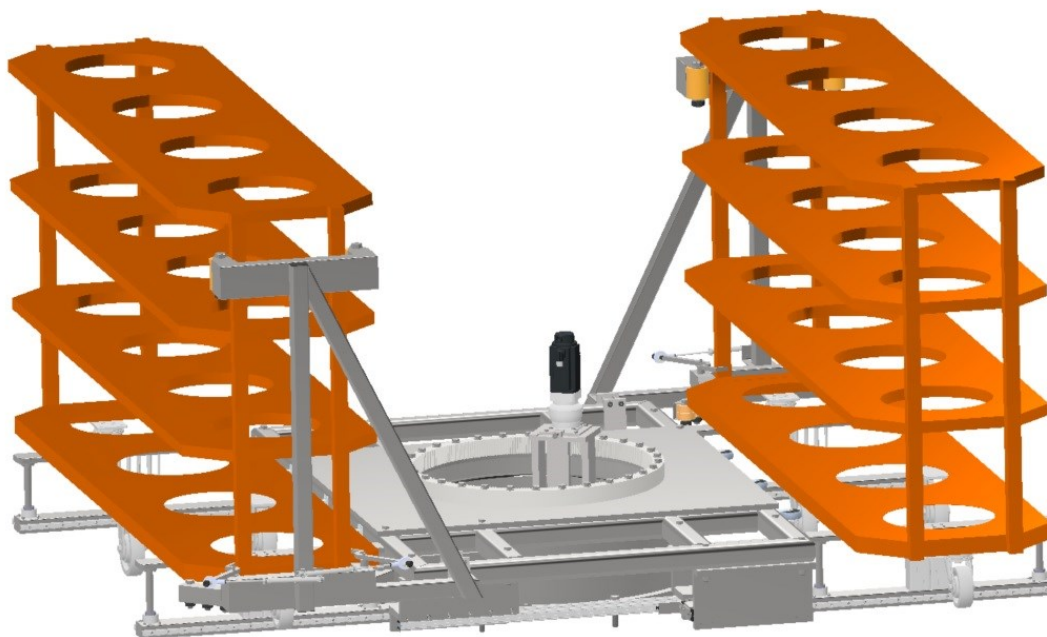
Ke konstrukci jednotlivých částí a následné sestavy manipulátoru byl využit CAD software Inventor 2019 od společnosti Autodesk.

2.1 POŽADAVKY NA ZAŘÍZENÍ

Před začátkem samotného návrhu je nezbytné přesně definovat, co musí dané zařízení splňovat. Zařízení má nahradit stávající kolejový mechanismus, který byl popsán v první kapitole a odstranit hlavní jeho nedostatky. Mezi tyto nedostatky patří zejména základna tohoto stroje, která je pod úrovní podlahy výrobní haly. Kvůli tomuto, je nutno při montáži nového stroje do výrobního procesu či přeuspořádání výrobní linky, narušit rovnou podlahu včetně ocelových výztuh a vytvořit nový rovný povrch, ke kterému má být toto zařízení přimontováno. To zvyšuje celkové náklady současného mechanismu a také čas montáže. Dále je nutno, aby nové zařízení bylo schopno provádět výměnu dvou vozíků za stejný či lepší čas. Rozměry nového konceptu nesmí být větší než umožňuje současné rozvržení výrobní linky. Jelikož se poblíž tohoto zařízení vyskytují osoby, musí být zachována bezpečnost práce. Dále je uvažována inovace celé části výrobní linky tak, aby doposud používané manipulátory byly nahrazeny jedním průmyslovým robotem. Ten bude odebírat surové pláště z dopravníku, následně je přemístí do separovací komory a poté umístí přímo na vozík, který bude uchycen v nově navrženém zařízení. Tímto bude zajištěn rychlejší průběh výrobního procesu.

2.2 FUNKCE ZAŘÍZENÍ A JEHO SOUČÁSTI

Jak již bylo zmíněno, hlavní funkcí tohoto mechanismu je výměna dvou vozíků bez zásahu obsluhy. Úkolem obsluhy je pouze vyjmout ze zařízení plný vozík a umístit do něj prázdný. Při návrhu nového zařízení byla uvažována řada variant řešení. Vzhledem k požadavkům na stroj, kde bylo žádoucí, aby se nemuselo při montáži nějak zásadně zasahovat do podlahy, bylo zvoleno řešení s otočným manipulátorem. Manipulátor vozíky zvedne nad podlahu, otočí se o úhel 180° a tím dojde k výměně plného vozíku za prázdný.

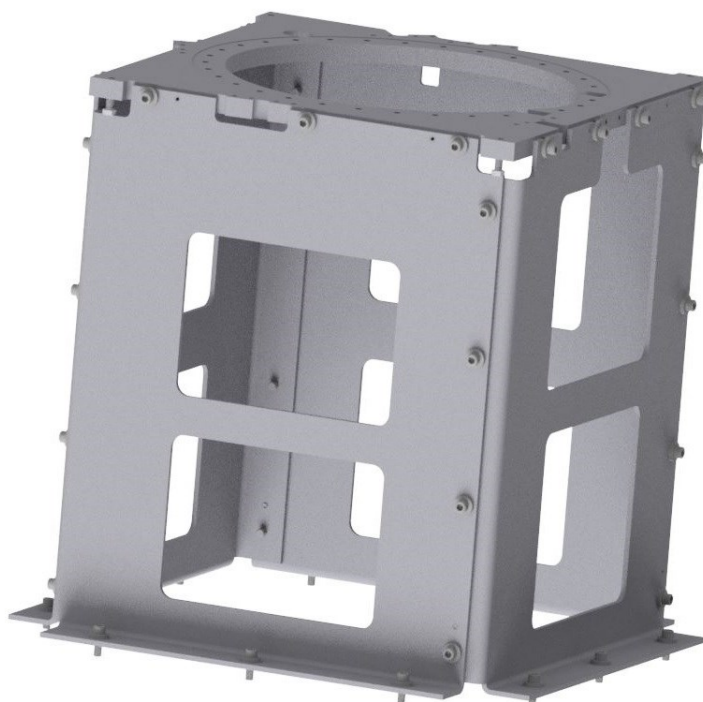


Obr. 2 Nové konstrukční řešení pro manipulaci s vozíky

2.2.1 ZÁKLADNA A RÁM

V návrhu bylo uvažováno několik variant. První variantou byla kruhová základna obdobně jako u vybrané verze. Její součástí byl zvedací mechanismus a motor umožňující rotaci manipulátoru byl umístěn uvnitř kruhu základny. Trubkový rám ze čtvercového profilu (jäcklu) byl přimontován k točně. Nevýhodou tohoto řešení je velikost zvedané hmoty, jelikož bylo zapotřebí zvedat mimo vozíky také celý rám. Dalším negativem byl špatný přístup k motoru a převodovce při montáži nebo v případě údržby.

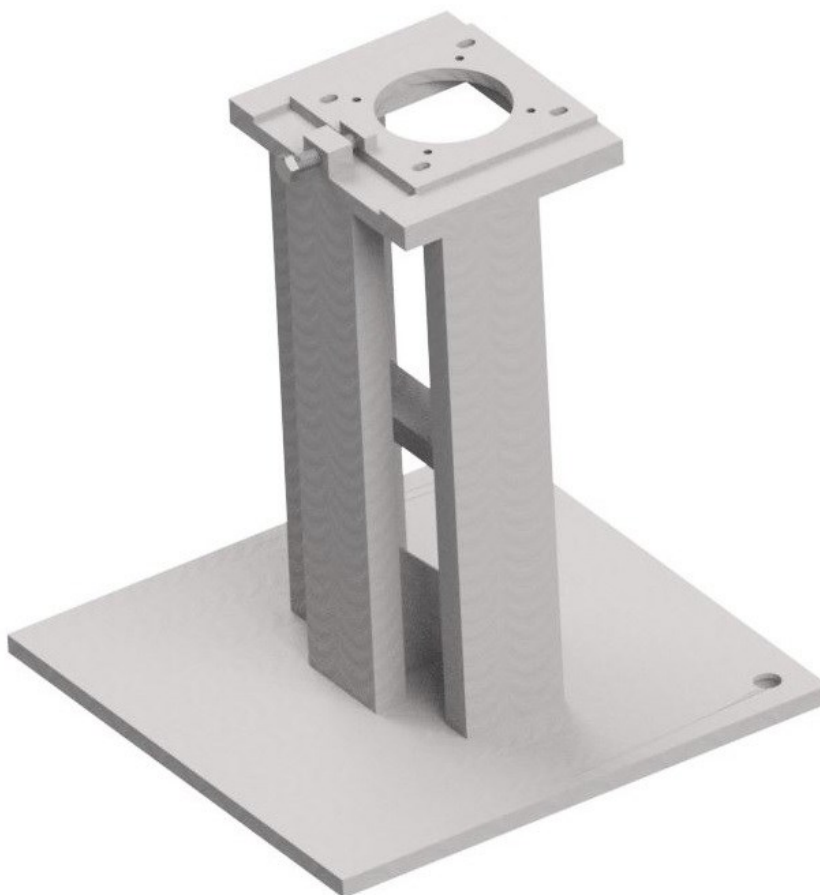
Další vhodnou variantou se jevil čtvercový tvar základny tvořený čtyřmi ocelovými plechy. U tohoto návrhu byl již bezproblémový přístup k motoru, který byl uvnitř. Přístup byl zajištěn demontováním jednoho z plechů. Trubkový rám čtvercového profilu byl připevněn k ocelové desce, která byla uchycena k ložisku. To bylo uchyceno přímo k vrchní desce základny. Zvedací síla byla potřebná pouze pro plný vozík, jelikož mechanismus, který zajišťoval vertikální pohyb, byl přesunut na manipulační vidlice. Ovšem hlavní nevýhodou tohoto konceptu byla velká vzdálenost manipulačních vidlic na jednotlivých stranách a také umístění rámu příliš vysoko. Tím by narostl moment setrvačnosti, celkové rozměry i hmotnost.



Obr. 3 Čtvercový tvar základny

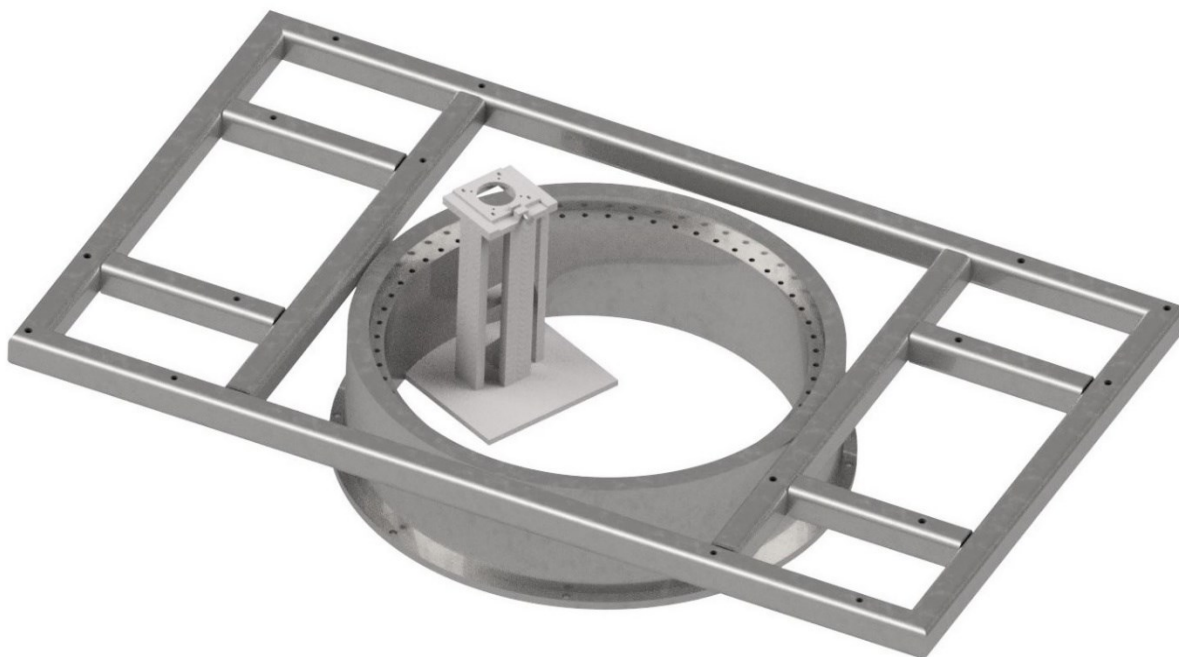
Konečná koncepce představuje kombinaci kladů z přechozích variant. Její základna je kruhová, aby byly rozměry a setrvačné hmoty manipulátoru co nejmenší. Jako polotovár základny byla vybrána bezešvá ocelová trubka o průměru 1200 mm a tloušťkou stěny 90 mm. Je vyrobena z materiálu odpovídajícího normě S355JR (obdoba ČSN 11 523). Do ní je následně vytvořeno osazení s dírami pro uchycení ložiska. Z druhé strany bude k základně přivařen prstenec o vnitřním průměru 1200 mm a vnějším 1270 mm. Ten bude vyroben z plechu o tloušťce 20 mm odpovídající normě ČSN EN 100 51 z oceli S355J (obdoba 11 503). Prstenec bude sloužit k uchycení celého manipulátoru k základové desce šrouby M20 x 100 (ISO 4017) s plochými podložkami (ISO 7089).

Součástí základny je držák převodovky, který je konstruován tak, aby bylo možno motor s převodovkou uchytit z vrchní strany a byl tím zajištěn lepší přístup a také možnost umístit rám co nejnižší. Dále je nutno, aby držák zajišťoval nastavení záběru ozubeného věnce a pastorku, jenž vychází z převodovky. Základna držáku je z plechu o tloušťce 15 mm a rozměrech 400 x 400 mm. K základně jsou přivařeny tři 25 mm tlusté plechy o rozměrech 401 x 80 mm a propojují ji s vrchní stranou držáku, ve které je přes přídavnou desku uchycená převodovka. Vrchní strana držáku je z plechu o tloušťce 20 mm a rozměrech 180 x 210 mm. Jsou na ní čtyři díry se závitem M8 x 1,25, ke kterým bude za pomoci šroubů M8 x 25 (ISO 4017) a plochých podložek (ISO 7089) připevněna deska s převodovkou a motorem. Také je v ní vyfrézovaná drážka o hloubce 5 mm o rozměru desky, jež je uchycena k převodovce. Ta je z plechu o tloušťce 10 mm a její rozměry jsou 150 x 150 mm. Je k ní přivařena malá ocelová krychle o rozměrech 30 x 10 x 10 mm, která slouží ke zvětšení opěrné plochy pro šroub, jímž se provádí přiblížení pastorku k věnci. Šroub je M12 x 50 dle normy ISO 4017 a je uchycen v krychli se závitem. Ta má rozměry 30 x 20 x 20 mm a je přivařena k vrchní desce držáku. Deska je spojena s převodovkou pomocí šroubů M8 x 16 (ISO 4017) a plochých podložek (ISO 7089). Dále je zde trojúhelníkové žebro z 20 mm tlustého plechu a rozměru odvěsen 120 x 120 mm, sloužící k vyztužení prostředního plechu. Mezi dalšími dvěma plechy se nachází ještě jedna výztuha, která je z plechu o tloušťce 20 mm a rozměrech 40 x 160 mm. Materiál všech dílů držáku je ocel S235JR. Celý držák je připevněn k základně za pomoci šroubů M18 x 35 (ISO 4017) a plochých podložek (ISO 7089).



Obr. 4 Držák motoru a převodovky

Rám je svařen z profilu (jäcklu) dle normy EN 10219 o rozměrech 80 x 80 x 6 a je přivařen k ocelové desce, která je přimontována k ložisku pomocí šroubů M16 x 140 (ISO 4014) a plochých podložek (ISO 7089). Celý svařenec rámu má rozměry 2444 x 1460 mm. Čtyři kratší vnitřní části mají délku 455 mm. Dva delší vnitřní profily jsou o délce 1300 mm.



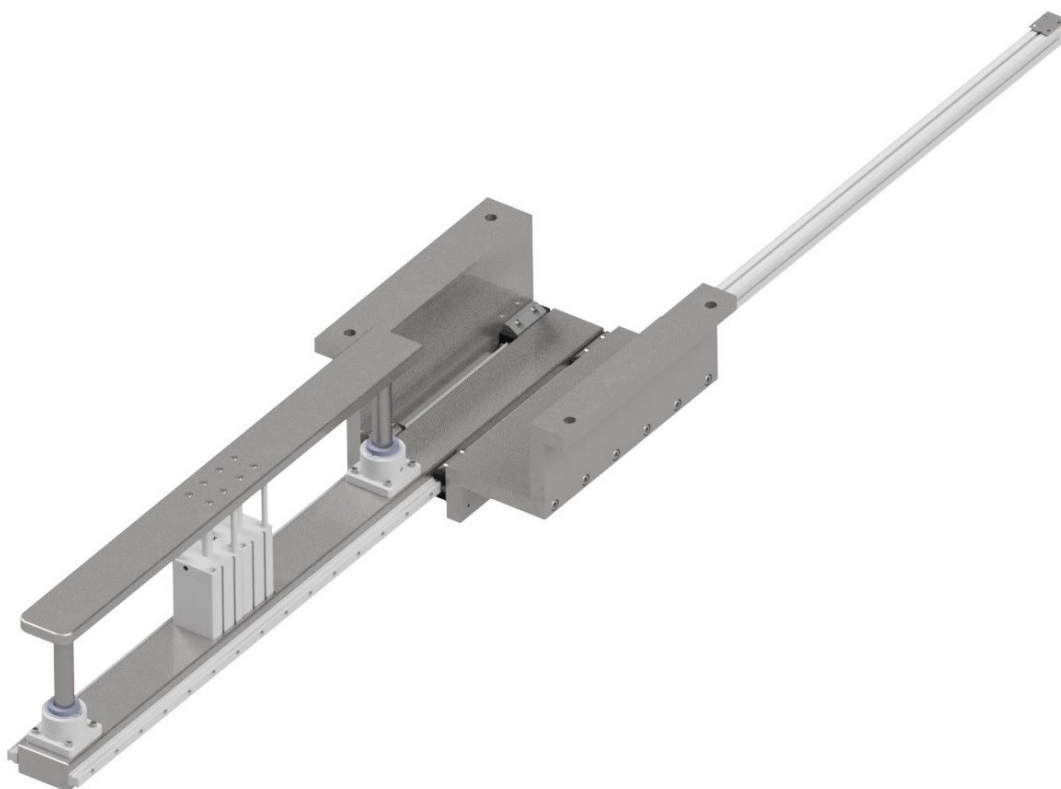
Obr. 5 Kruhová základna a rám

2.2.2 ZVEDACÍ MECHANISMUS A MANIPULAČNÍ VIDLICE

Jak již bylo zmíněno, zvedací mechanismu byl v původním návrhu součástí základny, avšak z důvodu zvedání co nejmenší hmotnosti byl přesunut na manipulační vidlice. Každá z vidlí je uprostřed osazena dvěma dvojčinnými kompaktními pneumatickými válci FESTO ADNGF-63-80-PPS-A, zajišťujícími zdvih vozíků. Ty jsou k horní vidli přichyceny za pomoci šroubů M6 x 12 (ISO 4762) a ke spodní šrouby M8 x 40 (ISO 4762). Na krajích jsou lineární kuličková vedení INA KFB30-PP-AS. Pohyblivá i pevná část vedení je přichycena šrouby M6 x 20 (ISO 4762).

V původním návrhu měly být manipulační vidlice sklápěny pod rám, ale z důvodů složitosti uchycení jednotlivých vidlí a nedostupnosti místa pro pneumatické válce zajišťující zdvih vozíků bylo od tohoto řešení upuštěno. Vrchní vidlice je vyrobena z ocelového plechu o tloušťce 20 mm (materiál S235 JR) a rozměru 890 x 90 mm. Spodní vidlice má tloušťku 50 mm a její rozměry jsou 1330 x 90 mm. Pro tento díl byla vybrána ocel ČSN 15 260, jelikož dosahuje vysoké hodnoty meze kluzu (až 700 MPa) a dá se očekávat, že tento díl bude nejvíce namáhaný. Ližiny jsou zasunovány pod rám, aby byl umožněn nájezd vozíku vedle manipulátoru. To je realizováno pomocí lineárních kuličkových vedení INA KUSE20-L a dvojčinných bezpístnicových pneumatických válců FESTO DGC-K-18-900-PPV-A-GK

umístěných po bocích. Lišty vedení jsou přichyceny ke spodní vidli výrobcem předepsanými šrouby M5 x 20 dle normy ISO 4762 o pevnosti 12.9. Držák pro uchycení ližiny k rámu má tloušťku 25 mm, je vyroben ocelového plechu (S235 JR) a skládá se ze třech částí. První část má rozměry 430 x 80 mm a 430 x 205 mm. Plechy o rozměrech 430 x 90 mm a 430 x 130 mm tvoří druhou část a třetí část je také svařencem dvou kusů plechů o rozměrech 430 x 135 mm a 430 x 60 mm. Druhá a třetí část jsou k sobě přimontovány zapuštěnými šrouby M10 x 45 dle normy ISO 4762. Na první a druhé části jsou díry se závitem M6 x 1 pro uchycení vozíků vedení. Celý držák je k rámu přichycen šrouby M16 x 130 (ISO 4014), plochými podložkami (ISO 7089) a samojisticími maticemi M16 x 2 (ISO 7040). U děr průchozích přes desku jsou použity šrouby M16 x 150 (ISO 4014). Pro uchycení bezpístnicových válců slouží držáky vyrobené z 2 mm ocelového plechu o rozměrech 91 x 36 mm s materiálem S235 JR. Jsou přichyceny šrouby M5 x 16 (ISO 4018) k držákům pro uchycení ližiny i k pneumatickým válcům. K propojení pohyblivé části válce a ližiny je použit plech se stejnými parametry o rozměru při rozvinu 210 x 40 mm, který je přimontován pomocí šroubů M5 x 16 (ISO 4018) a plochých podložek (ISO 7089). [2]



Obr.6 Manipulační vidlice s kuličkovým vedením

2.2.3 TOČNA

Rotaci manipulátoru zajišťuje axiálně radiální stolní ložisko SCHAEFFLER YRTC850-XL, které je připevněno pevnou částí k základně šrouby M16 x 70 (ISO 4014) a plochými podložkami (ISO 7089). Pohyblivá část ložiska je upevněna k desce. Deska má rozměry 1460 x 1350 mm a tloušťku 20 mm a je vyrobena z oceli S355J (obdoba 11 503). Deska je přivařena k rámu. Z druhé strany je k desce přišroubován ozubený věnec pomocí šroubů M16 x 80 (ISO 4014) a plochými podložkami (ISO 7089). Ten je poháněn pomocí motoru přes převodovku. Převodovka byla vybrána dvoustupňová od firmy WITTENSTEIN typ NPS 035S. Motor byl zvolen od společnosti SIEMENS AG typ 1FK7042-2AF71-1RG0.



Obr. 7 Točna manipulátoru s deskou a ozubeným věncem

2.2.4 MECHANISMUS PRO ZAJIŠTĚNÍ VOZÍKU

Další nedílnou funkcí zařízení je navedení vozíku do správné polohy a následné zajištění předtím, než dojde ke zdvihu. Navádění umožňují kladky, které jsou umístěny po bocích rámu stroje a také u jistícího mechanismu. Směr vozíku také určuje obsluha, která jej vkládá do stroje a dále naváděcí zařízení, jež je součástí oplocení linky. Zajištění zabezpečují háky, jejichž pohyb umožňují dvojčinné kruhové pneumatické válce.

Vrchní část mechanismu je vyrobena z profilu (jäcklu) dle EN 10219-2, její rozměry jsou 120 x 60 x 3 o délce 595 mm u prostřední části, ke které jsou po bocích přivařeny dva stejné profily o rozměrech 120 x 80 x 3 o délce 195 mm. U této části mechanismu jsou použity kladky BLICKLE HTHW 82X110/25-115K a pro jejich uchycení jsou použity šrouby M24 x 150 (ISO 4014), ploché podložky (ISO 7089) a matice M24 x 3 (ISO 7414).

U spodní části byl využit profil dle stejné normy jako u vrchní, také o rozměrech 120 x 60 x 3 o délce 535 mm, ke kterému jsou přivařeny taktéž dva stejné profily o totožném rozměru jako je prostřední část. Délka těchto dvou dílů je 145 mm. K nim jsou navařeny profily dle normy EN 10162 o rozměrech 60 x 60 x 3 a délce 200 mm. Na ty jsou přimontovány kladky BLICKLE FSTH 70x25/20-15K a jsou připevněny pomocí šroubů M20 x 90, plochých podložek (ISO 7089) a matic M20 x 2,5 (ISO 7414). Pro doraz vozíku byly použity u obou částí Silentbloky 50/50 Typ2 M10 x 28.

Zbytek rámu je zhotoven z profilu (jäcklu) dle EN 10219-2 o rozměrech 60 x 60 x 3 mm. Středová tyč spojující vrchní a spodní část navádění má délku 1250 mm. Spodní tyč, která vede k uchycení k rámu, je svařena ze dvou kusů o délkách 376 a 180 mm. Stejný rozměr profilu má také vzpěra o délce 1390 mm. Materiálem všech těchto profilů je ocel S235 JR (obdoba 11375).

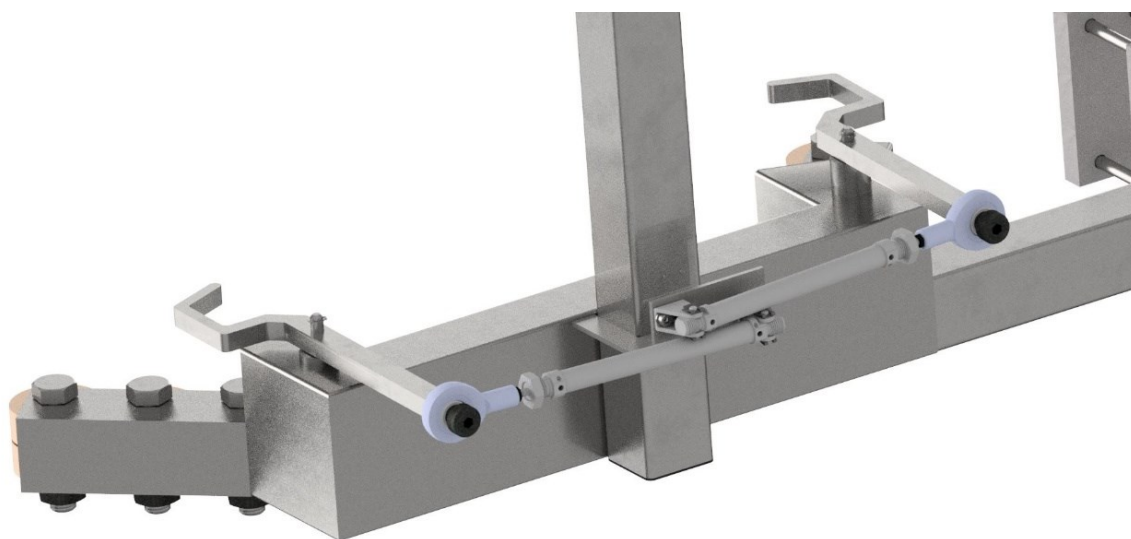
Celý mechanismus je připevněn k rámu stroje pomocí dvou 20 mm tlustých ocelových plechů materiálu S235 JR (obdoba 11375) o rozměrech 140 x 80 mm, k jednomu z nichž je přivařen. Tyto plechy jsou k sobě přitaženy přes profil rámu pomocí šroubů M10 x 130 (ISO 4014), plochých podložek (ISO 7089) a matic M10 x 1,5 (ISO 4034).



Obr. 8 Mechanismus pro zajištění vozíku a navádění

K zajištění vozíku slouží ocelové háky, které jsou vyrobeny z 15 mm ocelového plechu o rozměrech 340 x 20 mm a jsou uchyceny pomocí hřídelek, jež jsou přivařeny ke spodní části mechanismu. Každý hák má v zadní části díru se závitem M12 x 1,75 pro lícovaný šroub 16-M12 x 30, kterým bude spojen s pneumatickým válcem. Průměr hřídelek je 10 mm a každá z nich má osazení ve vhodné vzdálenosti, aby byly háky vůči sobě přesazeny kvůli rozmístění pneumatických válců, kterými jsou ovládány. Dále má každá hřídel zápin pro vnější pojistný kroužek M20 dle normy DIN 471, jež slouží k zajištění háku. Jak již bylo zmíněno, háky jsou ovládány za pomoci pneumatických válců. Prvním konceptem byl mechanismus s jedním bezpístnicovým pneumatickým válcem, ale kvůli vysoké ceně těchto válců a dalšího příslušenství pro připojení bylo od této varianty upuštěno. Finální zařízení využívá dva

dvojčinné kruhové pneumatické válce FESTO 19233 DSNU-16-125-PPV-A. Každý z nich je připojen k lícovanému šroubu pomocí kloubového oka M16 x 36 dle ISO 12240-4. Na druhé straně je připevněn válec k držáku, který je možno pořídit jako příslušenství od společnosti FESTO pod označením 6058 LBN-12 12/16. Tyto držáky jsou přichyceny k držáku, který je vyroben z 2 mm plechu o rozměrech 163 x 100 mm. Háky a hřídelky jsou taktéž vyrobeny z oceli S235JR.



Obr. 9 Ocelové háky sloužící k zajištění vozíku

3 KONCEPČNÍ VÝPOČTY

Při návrhu zařízení bylo potřeba provést výpočty pro koncept stroje. Zejména výpočet sil potřebných pro zdvih vozíku, volbu pohonu a určení charakteristik rotačního pohybu.

3.1 URČENÍ HMOTNOSTÍ A MOMENTU SETRVAČNOSTI

Pro určení jednotlivých hmotností a momentů setrvačnosti bylo využito softwaru Inventor, ve kterém je celé zařízení modelováno. Klíčovou hmotností je maximální hmotnost plného vozíku. Ta se vhodnou kombinací velikostí a počtu pneumatik může vyšplhat až na 620 kg. Pro jistou rezervu je maximální hmotnost plného vozíku uvažována o 100 kg vyšší a tato je zahrnuta i v modelu (tedy 720 kg). Celková hmotnost manipulátoru činí 3 490 kg včetně plných vozíků. Hmotnost rotačních hmot je 2 432 kg. Moment setrvačnosti kolem svislé osy je 15 725 kg · m² a je použit pro výpočet točivého momentu motoru.

3.2 MAXIMÁLNÍ SÍLA A MOMENT PŮSOBÍCÍ NA MANIPULAČNÍ VIDLICE

Naváděcí a jistící zařízení je navrženo tak, aby vozík zastavil v takové poloze, kde bude jeho hmotnost rozložena na vidlice rovnoměrně. Maximální síla působící na vidlice na jedné straně bude:

$$F_{Vmax} = G_V \cdot g \quad (1)$$

$$F_{Vmax} = 720 \cdot 9,81$$

$$F_{Vmax} = 7063 \text{ N}$$

kde G_V je maximální hmotnost plného vozíku a g je tíhové zrychlení. Pro zdvih vozíku jsou na každém rameni použity dva pneumatické válce ADNGF-63-80-PPS-A od společnosti Festo. Každý z nich umožňuje vyvinout sílu zdvihu 1870 N při tlaku 6 bar. Celková zvedací síla působící od obou vidlí na vozík, z nichž každá obsahuje 2 válce, bude 7480 N. Rezerva pro přetížení je tedy 417 N, což je dostatečné, je-li uvažováno že má každý vozík o 100 kg více než ve skutečnosti. Maximální síla působící na jednu vidlici bude tedy:

$$F_{V1} = \frac{F_{Vmax}}{2} \quad (2)$$

$$F_{V1} = \frac{7063}{2}$$

$$F_{V1} = 3531,5 \text{ N}$$

Každé z lineárních vedení KUSE20-L umožňuje přenést ohybový moment v místě vodícího vozíku $619 \text{ N} \cdot \text{m}$ a sílu v zatíženém směru 18900 N . Maximální ohybový moment od vozíku se určí podle vztahu:

$$M_{Vmax} = F_{Vmax} \cdot r \quad (3)$$

$$M_{Vmax} = 7063 \cdot 0,477$$

$$M_{Vmax} = 3369 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde r je vzdálenost od vodícího vozíku do působíště síly. Pro pohyb každé ližiny budou použity 4 vodící vozíky, tudíž bude zvolený typ KUSE20-L dostačující. To bylo dále ověřeno pomocným výpočtovým softwarem BEARINX od společnosti Schaeffler, která tato vedení dodává.

3.3 VOLBA LOŽISKA TOČNY

Pro rotační pohyb bylo zvoleno axiálně-radiální ložisko YRTC850-XL z katalogu Schaeffler.

Otáčky ložiska nejsou nijak limitující, jelikož se celý rám bude pohybovat poměrně malou úhlovou rychlostí, přibližně půl otáčky za 15 s. Maximální axiální sílu působící na ložisko získáme z hmotnosti rotačních hmot:

$$F_{Lmax(A)} = G_R \cdot g \quad (4)$$

$$F_{Lmax(A)} = 2\,432 \cdot 9,81$$

$$F_{Lmax(A)} = 23\,857 \text{ N}$$

kde G_R je hmotnost rotačních hmot. Maximální dynamická axiální únosnost ložiska je mnohonásobně větší. Důvodem volby většího ložiska je zajištění lepší stability manipulátoru a tím i zvýšení bezpečnosti. Dále umožnění uchycení většího ozubeného věnce s vnitřním ozubením, který je na ložisko přimontován a tím zajištění lepšího převodu.

Tab. 1 Základní parametry ložiska [3]

Základní parametry ložiska	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr	1095	[mm]
Vnitřní průměr	850	[mm]
Základní statická axiální únosnost	8500000	[N]
Základní statická radiální únosnost	1690000	[N]
Základní dynamická axiální únosnost	1017000	[N]
Základní dynamická radiální únosnost	520000	[N]
Třecí moment ložiska	130	[N · m]



Obr.10 Axiálně radiální ložisko YRTC850-XL [4]

3.4 VÝPOČET POHONU POJEZDU

3.4.1 MOMENT MOTORU POTŘEBNÝ K ROZJEZDU

Celkový moment otočného stolu se se určí podle:

$$M_{RMcelk} = M_R + M_{RM} \quad (5)$$

$$M_{RMcelk} = 130 + 2353,5$$

$$M_{RMcelk} = 2483 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde M_R je třecí moment ložiska známý z katalogu. M_{RM} je moment rotačních hmot manipulátoru určený ze vztahu [5]:

$$M_{RM} = I_Z \cdot \varepsilon \quad (6)$$

$$M_{RM} = 15725 \cdot 0,14967$$

$$M_{RM} = 2353,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde I_Z je moment setrvačnosti manipulátoru kolem svislé osy a ε je úhlové zrychlení, následně zjištěné z výpočtového softwaru SIZER.

Zvolený servomotor má maximální točivý moment $10,5 \text{ N} \cdot \text{m}$. Pro zvolení vhodné kombinace motoru s převodovkou byl využit software SIZER for Siemens Drives. Zde byly zadány hodnoty nutné k výpočtu a to:

Tab. 2 Hodnoty pro výpočet v softwaru SIZER

Hodnoty pro výpočet	Hodnota	Jednotka
Počet zubů pastorku [z_1]	17	[-]
Počet zubů věnce [z_2]	280	[-]
Modul	3	[mm]
Převodový poměr převodovky [i]	70	[-]
Celkový čas	15	[s]
Čas zrychlování	3	[s]
Čas zpomalování	3	[s]
Moment setrvačnosti rotačních částí kolem svislé osy [I_z]	15 725	[kg · m ²]

3.4.2 RYCHLOST A PŘEVOD POJEZDU

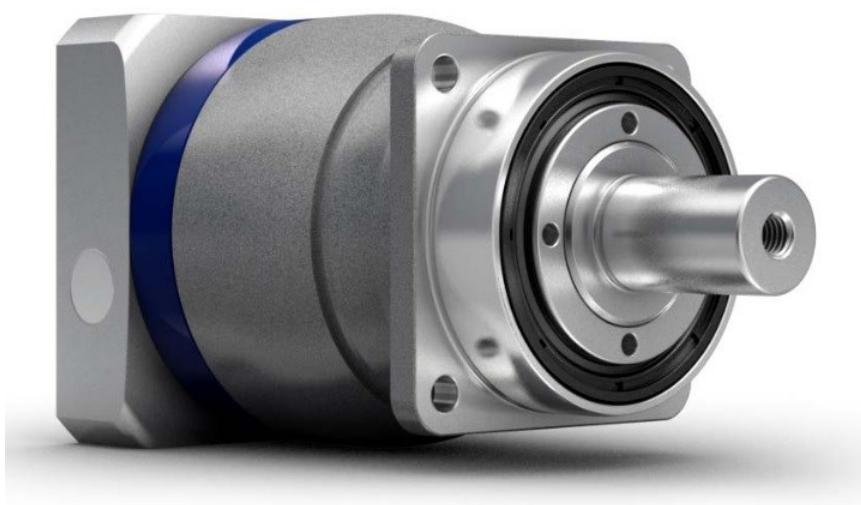
Jak již bylo zmíněno, úhlová pracovní dráha manipulátoru je 180°. Jelikož jsou do pohybu uváděny velké momenty setrvačnosti, byl i z důvodu bezpečnosti zvolen čas pro tuto operaci 15 s. To odpovídá 2 ot · min⁻¹. Tento čas je naprosto dostačující, jelikož se dá odhadovat, že robot bude s pneumatikou manipulovat přibližně 20 s, než ji umístí do vozíku. Z ekonomického hlediska je žádoucí volit co nejmenší motor zejména důvodu nižší pořizovací ceny. I kdyby byl motor většího výkonu, bylo by zapotřebí použití převodovky, jelikož by nestačil jen převod mezi pastorkem a věncem, který je:

$$i = \frac{z_2}{z_1} \quad (7)$$

$$i = \frac{280}{17}$$

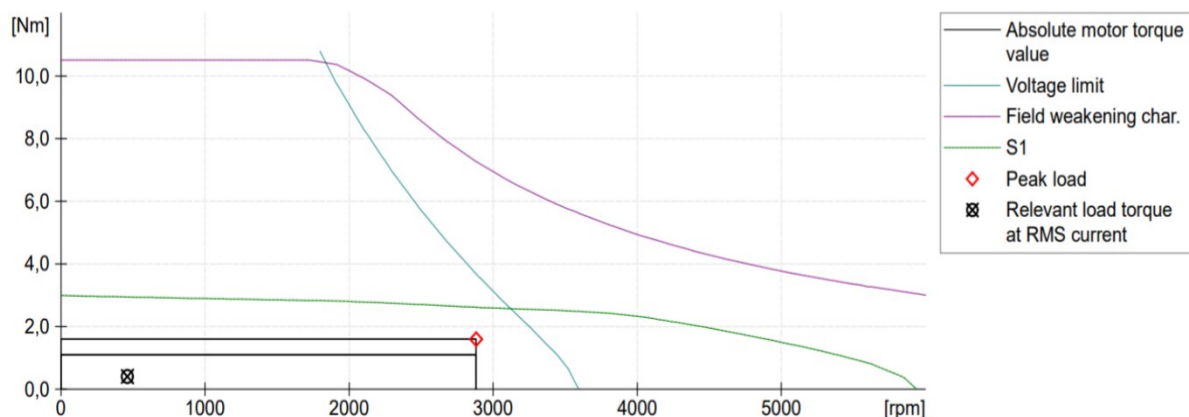
$$i = 16,4706$$

kde z_2 je počet zubů ozubeného věnce a z_1 je počet zubů pastorku. Dvoustupňová převodovka včetně pastorku byla použita od firmy WITTENSTEIN typ NPS s převodovým poměrem $i=70$. Jedná se o planetovou převodovku.



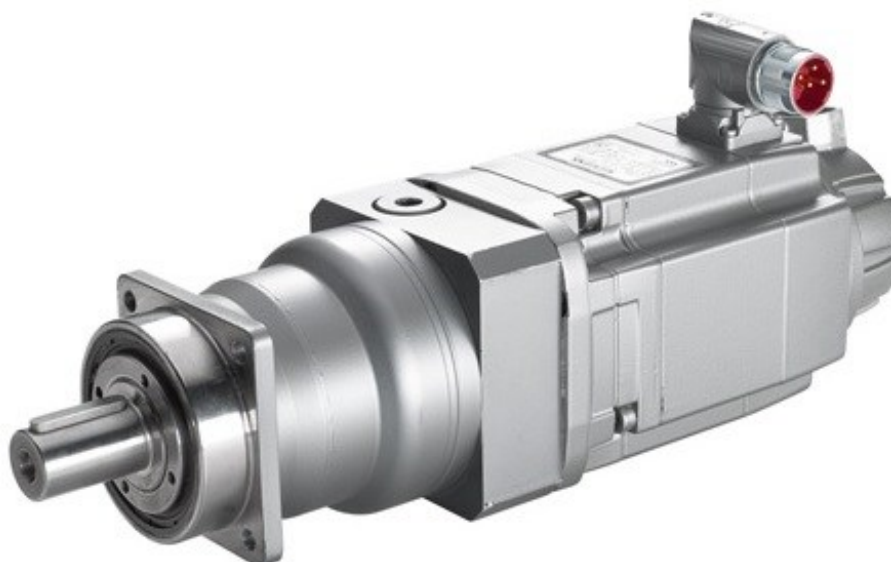
Obr. 11 Převodovka WITTENSTEIN typ NPS [6]

V konfiguraci s touto převodovkou bude pracovat motor v nominálních otáčkách při nominálním zatížení. To je patrné z následujícího grafu charakteristiky motoru, která zobrazuje průběh točivého momentu v závislosti na otáčkách. Točivý moment se pohybuje pod hranicí $2 \text{ N} \cdot \text{m}$, což je pod křivkou S1, znázorňující jmenovitý průběh.



Obr. 12 Charakteristika motoru v dané konfiguraci

Původně byl zvolen typ převodovky WITTENSTEIN SP+ 140S s převodovým poměrem $i=100$. Při výpočtech se ukázalo, že bude dostačující levnější varianta NPS 035S s převodovým poměrem $i=70$. Tento typ je levnější přibližně o 345 €.



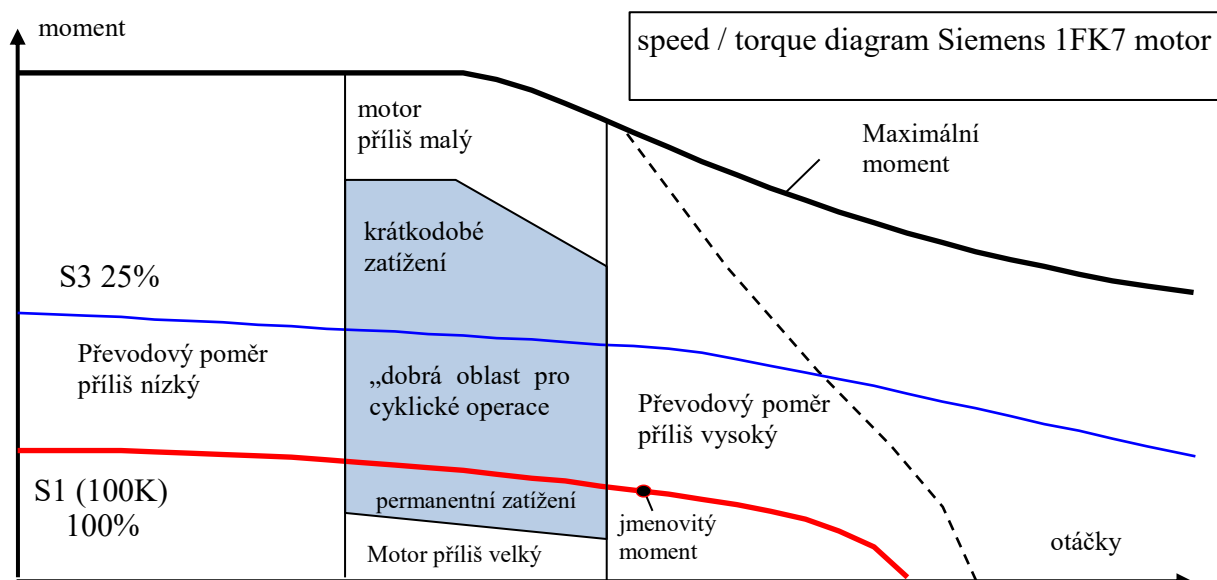
Obr. 13 Synchronní motor Siemens 1FK7042-2AF71-1RG0 [7]

Zvolený motor Siemens 1FK7042-2AF71-1RG0 je synchronní servomotor buzený permanentními magnety.

Tab.3 Parametry motoru Siemens 1FK7042-2AF71-1RG0 [7]

Parametry motoru	Hodnota	Jednotka
Jmenovité otáčky (100 K)	3000	[ot · min ⁻¹]
Jmenovitý moment (100 K)	2,6	[N · m]
Maximální moment	10,5	[N · m]
Počet pólů	8	[-]
Účinnost	89	[%]
Hmotnost motoru	4,6	[kg]

Vybrat správný motor dle otáček v závislosti na momentu umožňuje graf na obrázku č.14. Pracovní oblast motoru by se měla pohybovat v modře vyznačené oblasti grafu, což motor 1FK7042-2AF71-1RG0 splňuje. Jeho maximální zatížení se pohybuje v grafu v oblasti *permanentní zatížení*. Je zde i rezerva, pokud by bylo nutné zrychlit čas celého procesu, čehož by se dosáhlo zvýšením otáček, případně změnou počtu zubů pastorku a tím i převodového poměru. Touto změnou by narostl moment motoru.



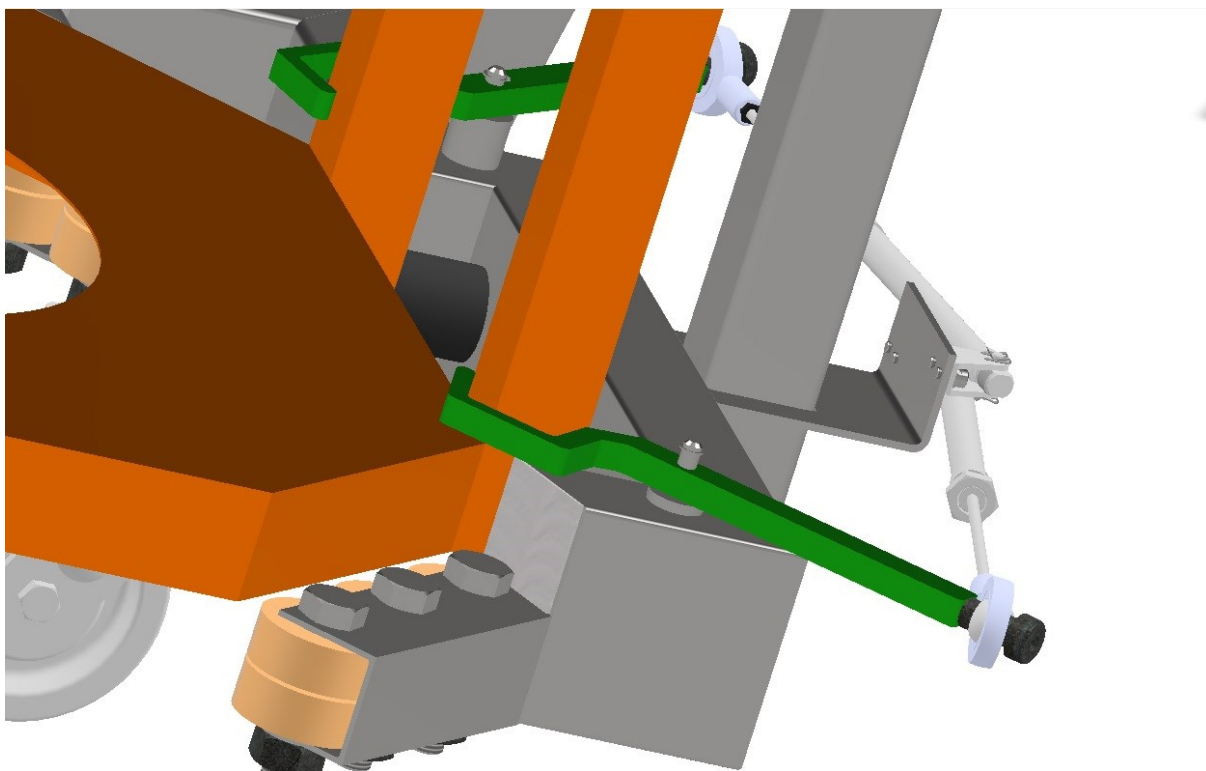
Obr. 14 Orientační graf pro výběr motoru [8]

4 SIMULAČNÍ VÝPOČTY

K strukturálním výpočtům napjatosti a deformací jednotlivých částí manipulátoru byl zvolen software ANSYS Workbench 18.1. Jednotlivé komponenty byly použity z finální verze hlavní konstrukční sestavy CAD software Inventor, následně byly převedeny do kompatibilního formátu .stp, který je programem Workbench podporován. Mimo výsledky napjatosti jsou z MKP známy deformace součástí, které by při vysokých hodnotách mohly mít vliv na funkci zařízení.

4.1 HÁK PRO ZAJIŠTĚNÍ VOZÍKU

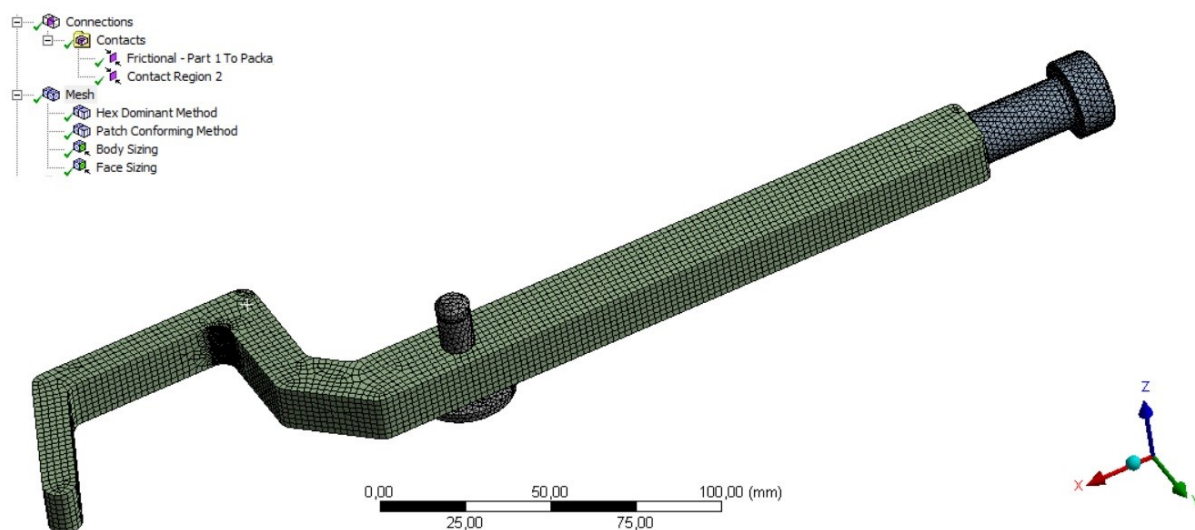
Hák sloužící k zajištění vozíku přitlačením rámu vozíku k dorazu jisticího mechanismu je namáhán na ohyb. Je zapotřebí, aby nedocházelo k příliš velkému ohybu a aby byl schopen přenést přitlačnou sílu od pneumatického válce, který na něj působí.



Obr. 15 Zajištění vozíku pomocí háků

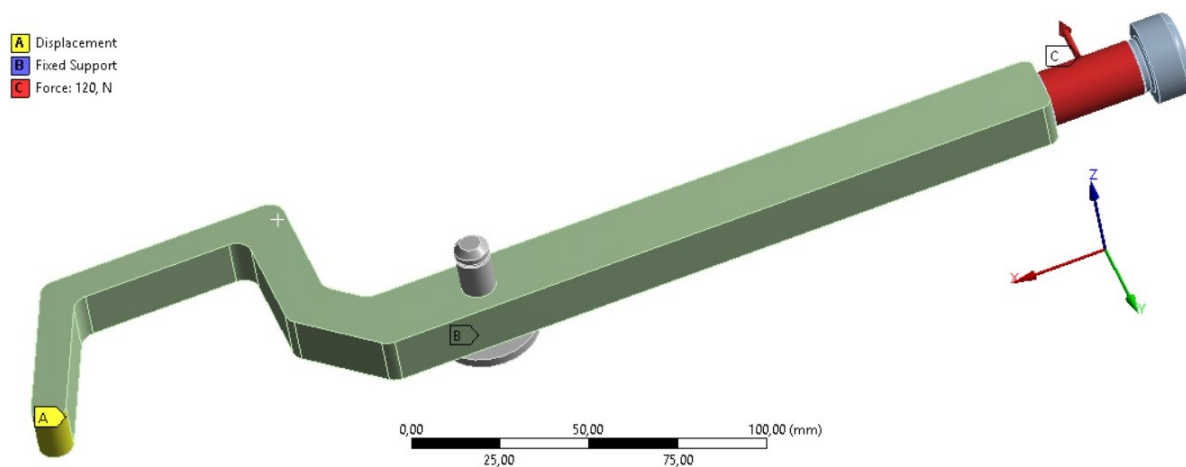
4.1.1 NASTAVENÍ VÝPOČTU A OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

Materiál pro šroub, hák i čep byla přiřazena ocel (*structural steel*). Kontakt mezi šroubem a hákem byl ponechán z původního nastavení jako slepený (*bonded*). Druhý kontakt mezi čepem a hákem byl nastaven jako třecí (*frictional*) s koeficientem tření 0,15. Typ sítě byl vybrán pro hák *Hex Dominant* a pro šroub a čep *Tetrahedrons*. Velikost prvků sítě byla nastavena na 2 mm. V ohybu, kde je očekávána největší koncentrace napětí, byla síť zjemněna na 0,5 mm.



Obr. 16 Výpočtová síť háku

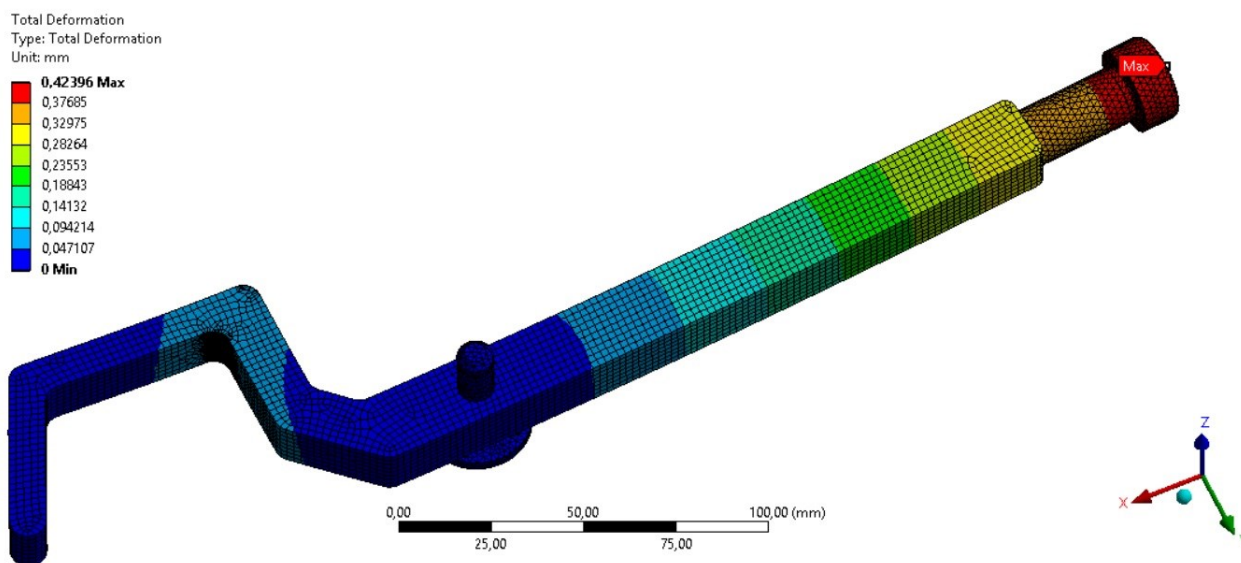
Síla byla nastavena 120 N v záporném směru osy Y přesně tak, jak působí pneumatický válec na šroub. Na spodní stranu čepu byla nastavena vazba *Fixed Support*, která zamezuje volnost součásti ve všech směrech. Dále byla na hranu, kterou hák působí na rám vozíku, nastavena vazba *Displacement*, u ní byl povolen posuv v osách Z a X a zabráněno posuvu v ose Y, což odpovídá směru, ve kterém se hák opírá o rám.



Obr. 17 Vazby a zatížení háku

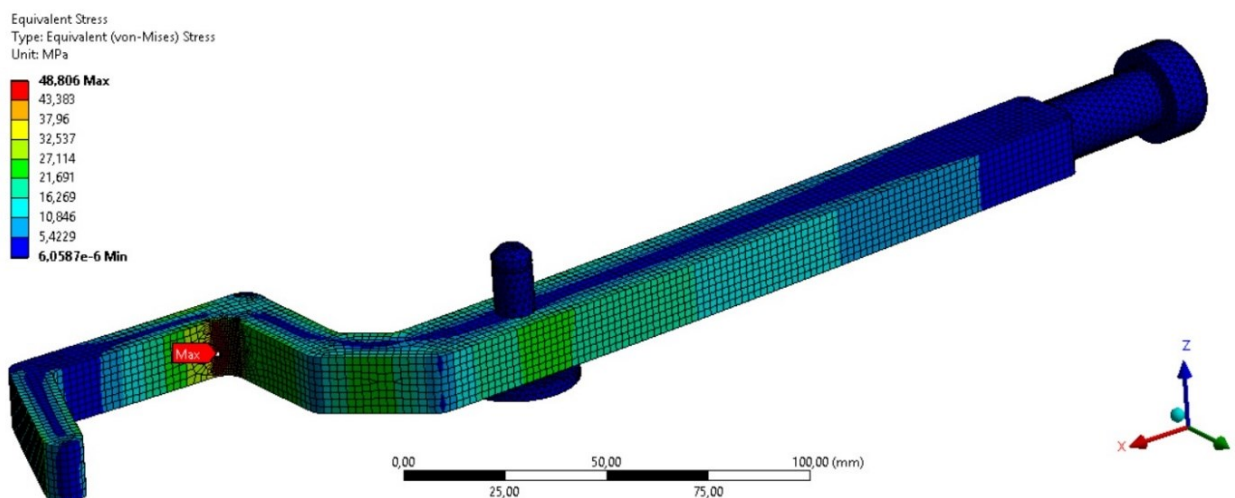
4.1.2 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ A DEFORMACE

V původním návrhu byl hák vyroben z plechu o tloušťce 20 mm a šířce 40 mm. Zjištěné redukované napětí podle teorie von Mises, dále jen „redukované napětí“, bylo 14 MPa a deformace byla v řádu setin milimetru. To znamenalo silné předdimenzování. Díky MKP softwaru bylo možné hák jak z důvodu úspory materiálu, ale zejména náročnosti výroby zmenšit. Tvar zůstal stejný, ale jako polotovár byl použit 15 mm tlustý plech a největší šířka je 20 mm. Díra na čep byla z původního průměru 20 mm redukována na 10 mm a tím došlo i ke zmenšení čepu. Hmotnost se tím snížila na méně než třetinu z původní hodnoty. Z původních 2,15 kg na 0,67 kg.

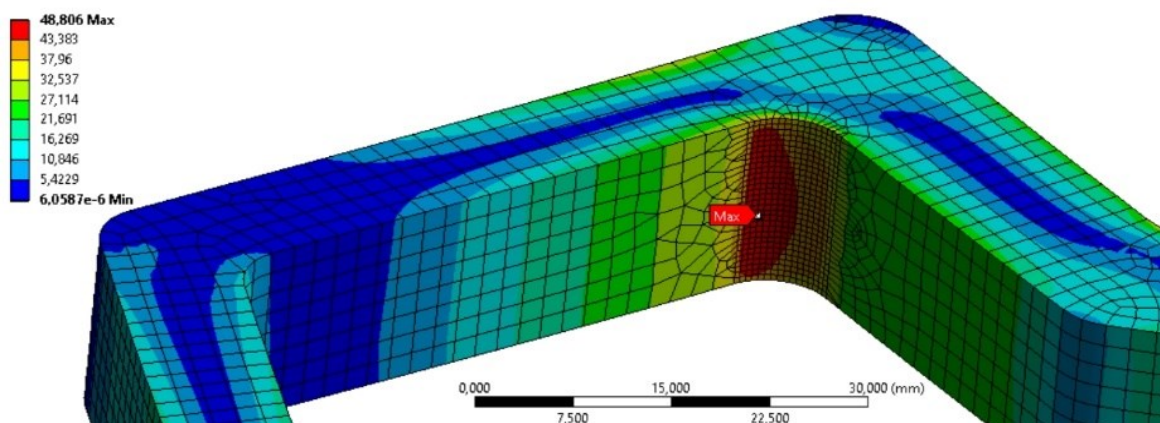


Obr. 18 Celková deformace háku

Deformace ukázala, že k největšímu ohybu dojde v předpokládaném místě, kde je největší páka. Největší průhyb součásti je 0,42 mm, což by nemělo mít na funkci zařízení negativní vliv.



Obr. 19 Redukované napětí v háku



Obr. 20 Detail redukovaného napětí v háku

Současně zjištěné redukované napětí činí 48,8 MPa. Jelikož lze u této součásti předpokládat vysoký počet zátěžných cyklů během životnosti stroje (více než 10^6), je zde nutno uvažovat únavu materiálu, proto bude nezbytné posuzovat bezpečnost vůči únavovému poškození. Základní vlastnosti materiálu S235JR a obrobku znázorňuje následující tabulka.

Tab.4 Základní vlastnosti obrobku a jeho materiálu [9]

Veličina	Hodnota	Jednotka
Mez kluzu [R_e]	235	[MPa]
Mez pevnosti [R_m]	360	[MPa]
Zatěžovaný průměr (rozměr) [d]	10	[mm]

Pro výpočet součinitele bezpečnosti k neomezeného počtu zátěžných cyklů bylo použito Soderbergovo kritérium [10]:

$$\frac{1}{k} = \frac{\sigma_a}{\sigma'_{fc}} + \frac{\sigma_m}{R_e} \quad (8)$$

$$\frac{1}{k} = \frac{24,4}{120,05} + \frac{24,4}{235}$$

$$\frac{1}{k} = 0,307$$

$$k = \frac{1}{0,307} = 3,26$$

kde σ_a [MPa] je amplituda napětí, která je rovna při míjivém cyklu střednímu napětí σ_m [MPa] [10].

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (9)$$

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{48,8 - 0}{2}$$

$$\sigma_a = \sigma_m = 24,4 \text{ MPa}$$

σ_{\max} je maximální redukované napětí zjištěné při MKP analýze a σ_{\min} je hodnota minimálního dosahovaného napětí. Mez únavy reálné součásti bez vlivu vrubu σ'_{c1} odhadneme dle rovnice [10]:

$$\sigma'_{c1} = \sigma_{Co} \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \quad (10)$$

$$\sigma'_{c1} = 176,99 \cdot 0,935 \cdot 0,969 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,868$$

$$\sigma'_{c1} = 139,26 \text{ MPa}$$

Zde σ_{Co} představuje mez únavy a je vypočítána z únavového poměru [10]:

$$\Phi = \frac{\sigma_{Co}}{R_m} = 0,629 \cdot d^{-0,107} \quad (11)$$

$$\Phi = 0,4916$$

$$\sigma_{Co} = R_m \cdot \Phi \quad (12)$$

$$\sigma_{Co} = 360 \cdot 0,4916$$

$$\sigma_{Co} = 176,99 \text{ MPa}$$

Je potřeba určit jednotlivé součinitele ovlivňující mez únavy. Součinitel jakosti povrchu k_a se vypočítá ze vztahu [10]:

$$k_a = a \cdot R_m^b \quad (13)$$

$$k_a = 4,45 \cdot 360^{-0,265}$$

$$k_a = 0,9353$$

kde a a b jsou koeficienty jakosti povrchu pro obrobený nebo tažený povrch za studena vybrány z tabulky 7-13 uvedené v [10]. Dalším součinitelem ovlivňujícím mez únavy je součinitel velikosti tělesa k_b . Ten se vypočítá ze zatěžovaného rozměru $2,79 < d < 51$ dle vzorce [10]:

$$k_b = 1,24 \cdot d^{-0,107} \quad (14)$$

$$k_b = 0,969$$

Součinitel vlivu způsobu zatěžování k_c je pro ohyb roven hodnotě 1. Stejně tak součinitel vlivu teploty k_d . Součinitel spolehlivosti k_e byl volen pro spolehlivost 95 % a jeho hodnota je 0,868 [10].

Vhodné je zde zohlednit rádius, který by mohl mít vliv vrubu. Vrubový součinitel β lze odhadnout ze vztahu [10]:

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1) \quad (15)$$

$$\beta = 1 + 0,8 \cdot (1,2 - 1)$$

$$\beta = 1,16$$

kde q je vrubová citlivost odhadnuta z obr. 7-20 z [10] a α je součinitel tvaru, který lze získat z tabulky 15-9 téhož zdroje. Poté může být již určena mez únavy skutečné součásti ze vzorce [10]:

$$\sigma'_c = \frac{\sigma'_{c1}}{\beta} \quad (16)$$

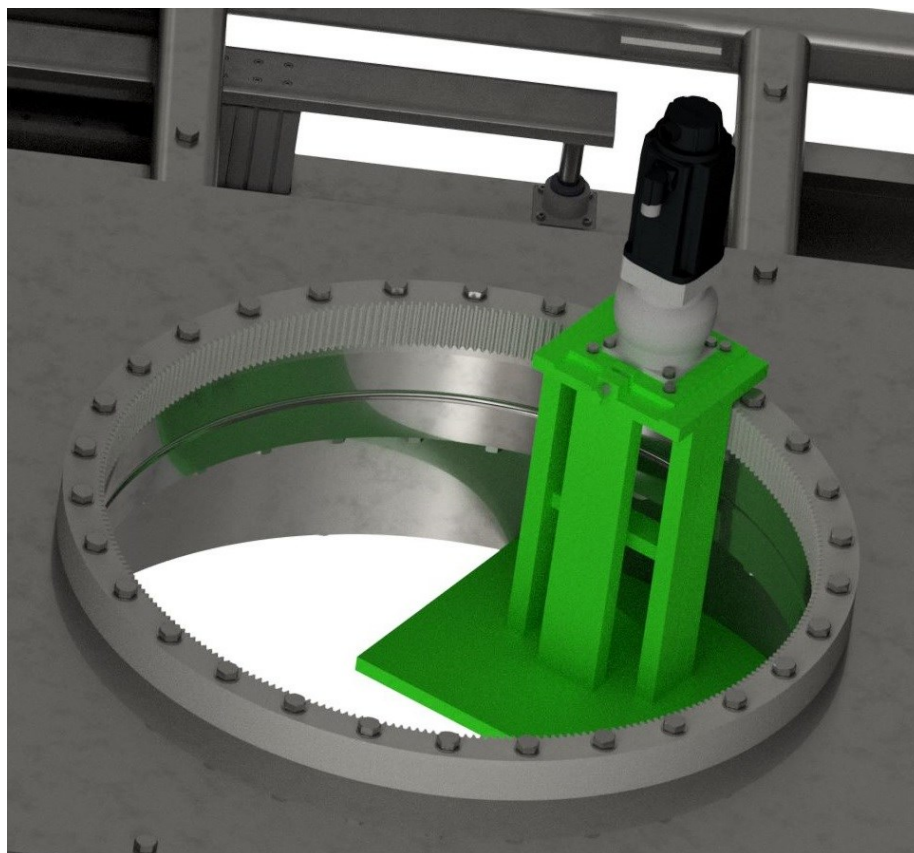
$$\sigma'_c = \frac{139,26}{1,16}$$

$$\sigma'_c = 120,05 \text{ [MPa]}$$

Součinitel bezpečnosti $k = 3,26$ zaručuje, že by hák měl vydržet po celou dobu životnosti stroje. Tato bezpečnost je stále poměrně vysoká, ale z hlediska ceny výroby a úspory materiálu se již nevyplatí dále součást zmenšovat. Také proto, že je nezbytné přichytit k háku lícovaný šroub se závitem M12.

4.2 DRŽÁK PŘEVODOVKY A MOTORU

Je nezbytné, aby držák převodovky a motoru byl dostatečně tuhý a nedocházelo u něj k nadměrným deformacím. Měl by zajistit, aby pastorek s ozubeným věncem byly po seřízení spolehlivě v záběru.



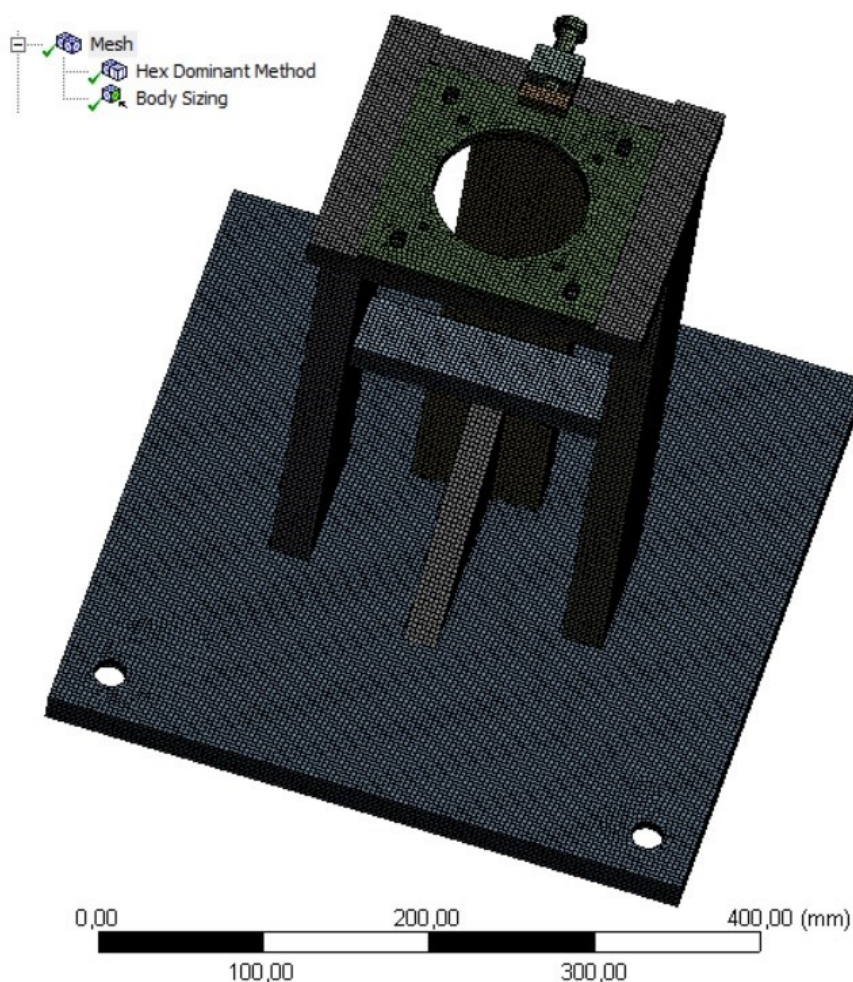
Obr. 21 Držák převodovky a motoru

4.2.1 NASTAVENÍ VÝPOČTU A OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

Po vložení geometrie do statické strukturální úlohy byl sestavě přiřazen materiál, resp. jeho vlastnosti. Pro všechny části držáku včetně šroubu byl zvolen materiál *structural steel*.

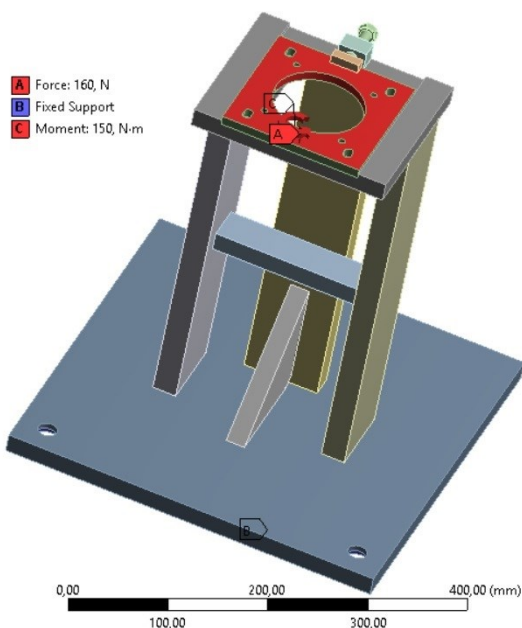
Software Workbench definuje kontakty automaticky, ale ne vždy toto nastavení odpovídá skutečnosti. U této součásti byly všechny kontakty ponechány jako *bonded* až na jednu situaci. Mezi šroubem a opěrnou plochou dorazu, byl nastaven kontakt *frictional* se součinitelem tření 0,15. Tento kontakt by měl více odpovídat realitě, přestože by na výsledek neměl mít zásadní vliv.

Typ sítě byl vybrán *Hex Dominant*. Velikost prvků základní sítě byla nastavena příkazem *Body Sizing* na 3 mm pro všechny komponenty. Jelikož zde byla předpokládána malá napětí nebylo zapotřebí v očekávaných místech koncentrace sít' zjemňovat.



Obr. 22 Výpočtová síť držáku

Pro zamezení posuvu byl použit příkaz *Fixed Support* pro spodní díl držáku. Dále byla nastavena síla působící na horní plochu od motoru a převodovky, která byla určena záměrně mírně vyšší a to 160 N. Následně byl nastaven moment odpovídající velikosti převodu a to 150 N · m.

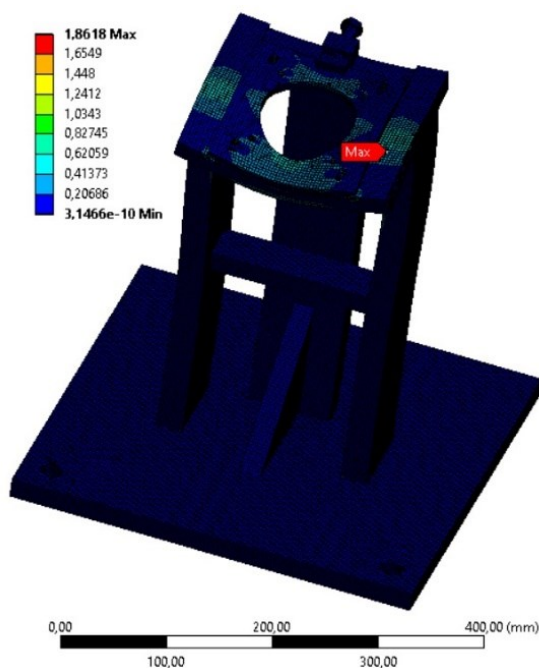


Obr. 23 Vazby a zatížení držáku

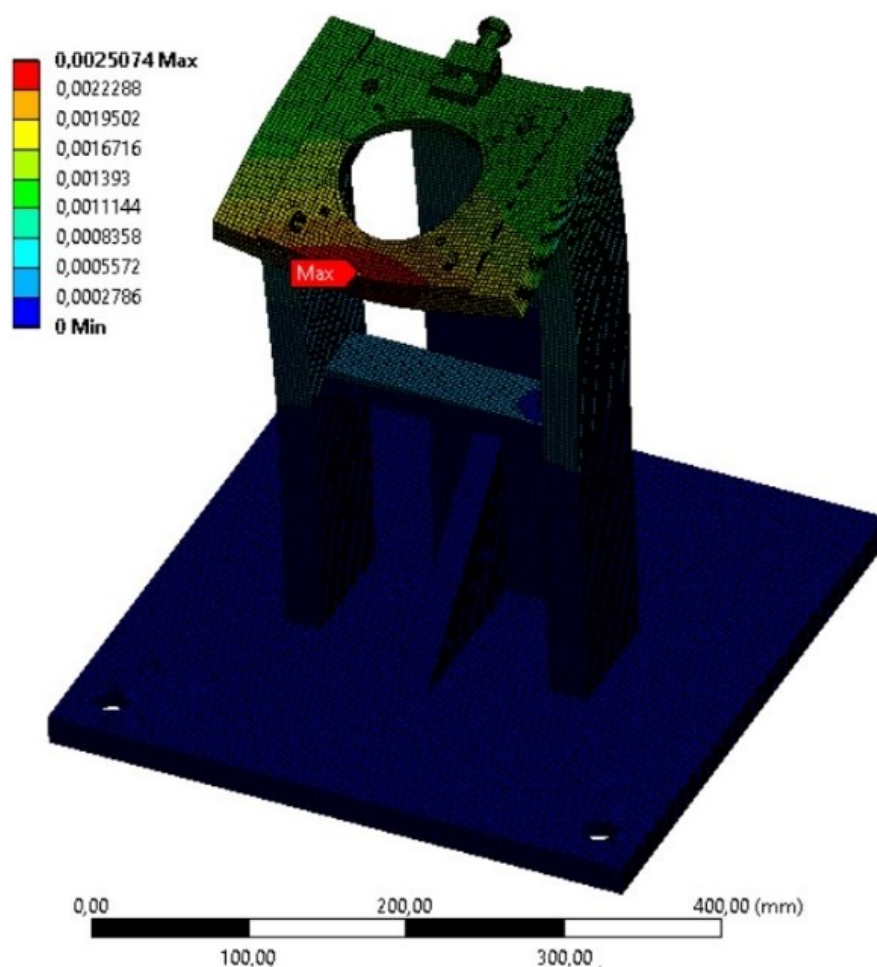
4.2.2 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ A DEFORMACE

U této součásti vychází redukované napětí tak nízké (1,86 MPa), že je bezvýznamné prověřovat, zda je součást z hlediska pevnosti dostačující. Místa svarů potažení není důvod posuzovat.

Jak již bylo zmíněno, držák musí být značně tuhý, aby byla zajištěna konstantní vůle mezi pastorkem a ozubeným věncem. Z tohoto důvodu je zde dominantnějším údajem deformace. Ta vychází v řádu tisícín milimetru (maximum 0,0025mm), což by v tomto uspořádání měla být vyhovující hodnota. Tímto lze považovat držák jako dostatečně tuhý, tedy vyhovující.



Obr. 24 Redukované napětí v držáku



Obr. 25 Deformace držáku

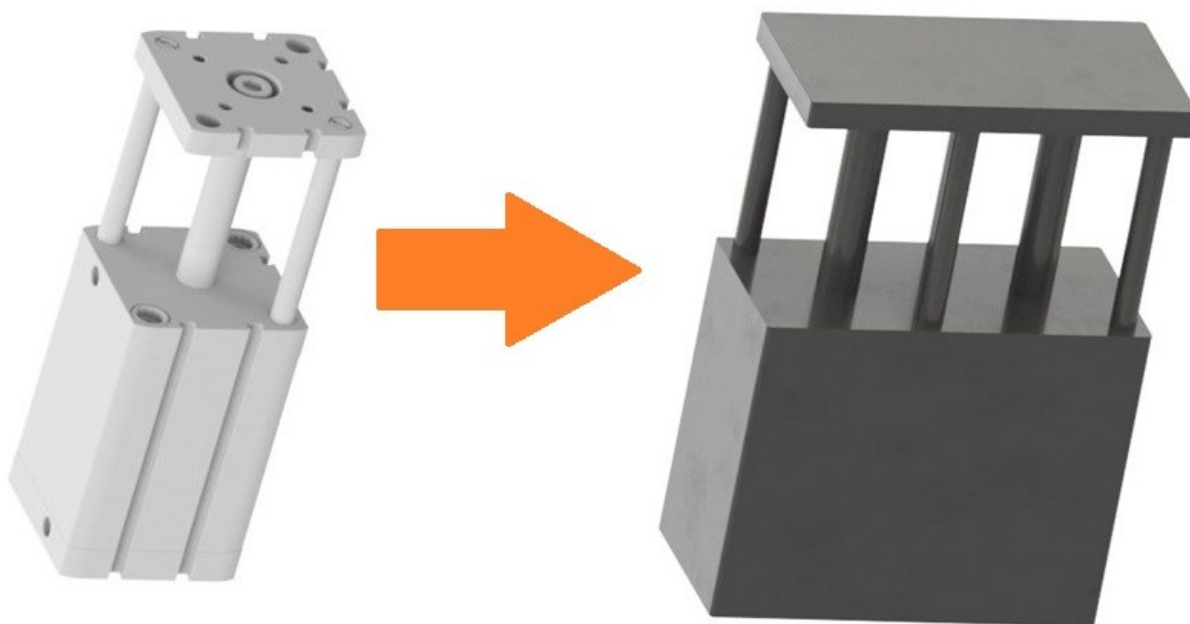
4.3 MANIPULAČNÍ VIDLICE A RÁM

Pro získání přesnějších výsledků především pro celkovou deformaci očekávanou prohnutím celého rámu, držáků ližin a vidlic bylo nezbytné použít pro simulaci celkovou sestavu těchto komponent.

4.3.1 NASTAVENÍ VÝPOČTU A OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

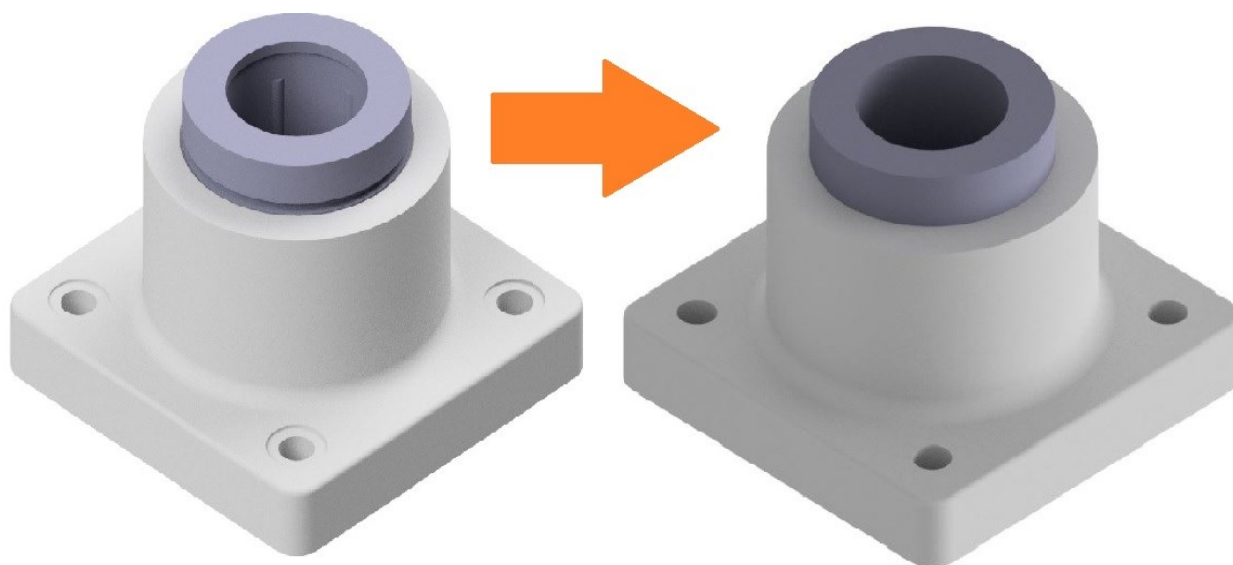
Pro vytvoření simulačního modelu bylo zapotřebí provést několik úprav. Sestava se skládá z několika nakupovaných součástí, jež nejsou cílem této analýzy a některé jejich složité tvary by dělaly výpočet zbytečně složitějším. Proto bylo vhodné provést zjednodušení jejich geometrie. Pro sestavu k prvotní simulaci byly odstraněny všechny šrouby.

K editovaným dílům patří v první řadě pneumatické válce zajišťující zdvih vozíku, které byly nahrazeny jedním tuhým tělesem odpovídajícího tvaru. Jejich složité tvary, ke kterým patří zejména drážky, díry, závity a osazení by byly komplikací při tvorbě sítě i následném výpočtu.



Obr. 26 Náhrada pneumatických válců jedním tuhým tělesem

Dále byla upravena geometrie sestavy domečku kuličkového vedení vidlí. Z této sestavy byly odstraněny valivé elementy, které v CAD modelu od výrobce stejně neodpovídají skutečnosti. Také osazení vložky domku a děr byla omezena na jeden průměr.

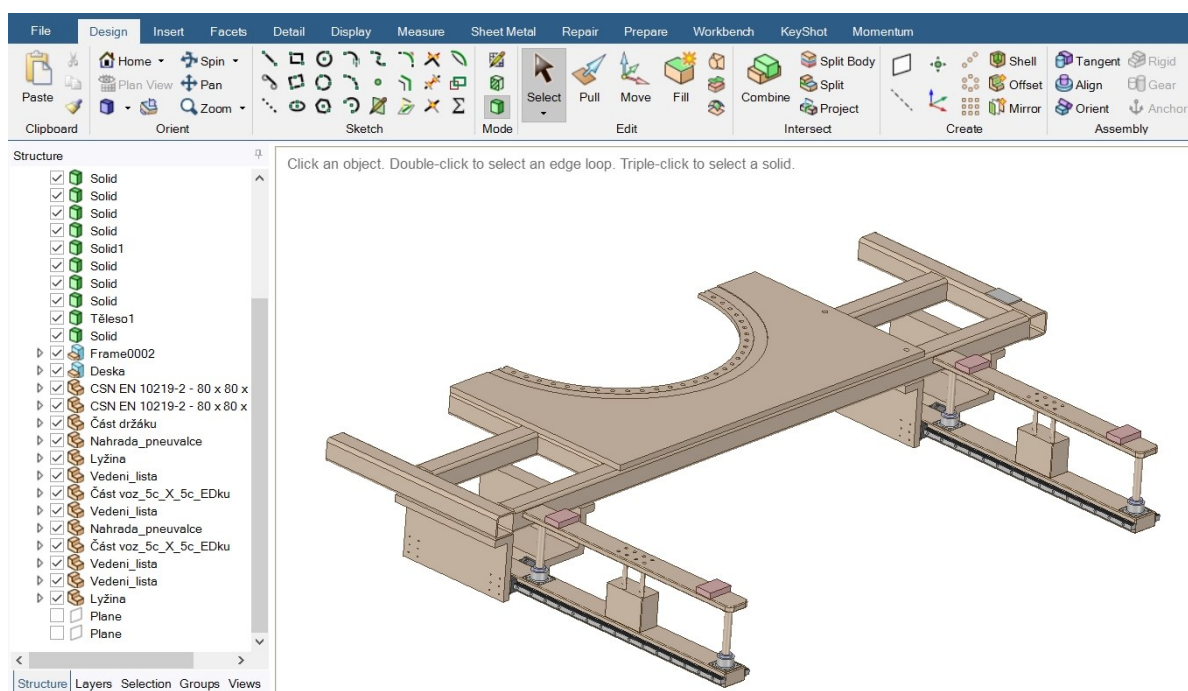


Obr. 27 Úprava kuličkového vedení zdvihu vidlí

U dalších dílů byly provedeny ještě některé úpravy na vozících kuličkových vedení sloužících pro výsuv ližin a také deska, která spojuje rám přes točnu se základnou, byla rozdělena na tři segmenty, pro možnost použít vhodnější síť. Bezpečnostové pneumatické válce zajišťující výsuv ližin a také jejich držáky, byly ze sestavy pro simulaci odstraněny. Také nebylo z důvodu velikosti sestavy jako součást rámu uvažováno naváděcí zařízení. To bylo následně nahrazeno silou působící na rám.

Jelikož se jedná o sestavu s poměrně velkým počtem dílů, bylo zapotřebí složení jednotlivých dílů zredukovat. Zejména kvůli velkému množství kontaktů, kterých bylo při nahrání celé geometrie přes 450, a které na výpočet téměř nemají vliv. Pro tuto operaci bylo využito prostředí Space Claim, které je součástí softwaru Workbench. Za pomoci příkazu *Combine* bylo z několika dílů vytvořeno jedno těleso. Celá sestava byla rozdělena na vhodný počet dílů tak, aby bylo možné vytvořit vhodnou síť.

Dále bylo využito symetrie sestavy. Ve Space Claim byla vytvořena rovina procházející středem rámu a celá konstrukce byla rozdělena na dvě poloviny. Všechny součásti jedné poloviny byly odstraněny. Po této úpravě je počet kontaktů mezi díly přibližně 40. Tento počet již umožňuje jednotlivé kontakty zkontrolovat a opravit.

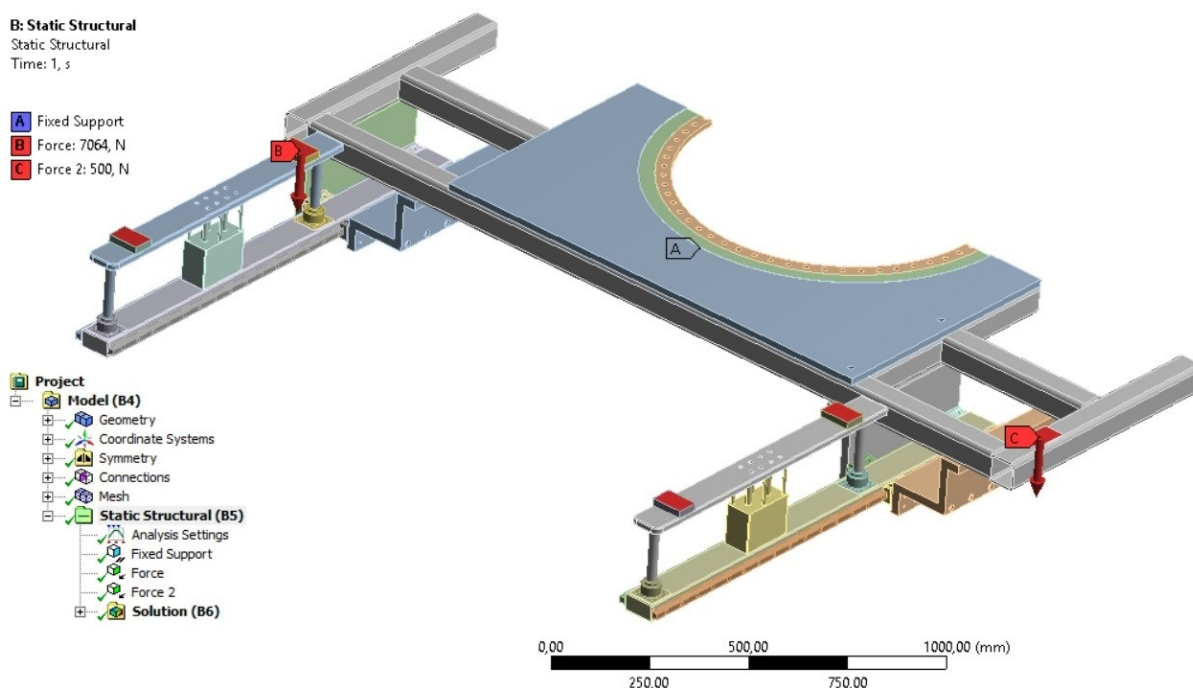


Obr. 28 Úprava geometrie v prostředí Space Claim

Po otevření prostředí analýzy Mechanical byla nastavena na plochy řezu příkazem *Symmetry* symetrie sestavy. Pro celou sestavu byla ocel nastavena jako výchozí materiál. Následně byla upravena většina kontaktů, jelikož ne vždy se shodovaly původní plochy z výchozího vygenerování. Kontakty byly z větší části nastaveny jako svařené (*bonded*). Některé byly nastaveny jako třecí (*frictional*) s příslušným součinitelem tření. Zejména mezi vrchními vidlicemi a částmi nahrazujícími vozík byl nastaven třecí součinitel kov na kov bez mazání 0,15. Dále také v kuličkových vedeních, které byly simulovány jako třecí, byla nastavena hodnota 0,1.

Z důvodu, že je sestava svou velikostí pro celkový výpočet i přes veškeré předchozí úpravy náročnější, byla na částech, na kterých nebylo očekáváno velké napětí a deformace nastavena hrubší síť pro rychlejší výpočet. Velikost prvků sítě byla volena 10–50 mm dle tvaru a velikostí součástí. Očekávaným kritickým místem bylo zahluštění pro domek kuličkového vedení. Zde byla lokálně na jeho plochy a rádiusy sítě zjemněna na velikost prvku 1 mm. U rovnějších částí jako byla například deska rámu, kde to geometrie umožňovala byl nastaven typ sítě na *Hex Dominant*. U ostatních částí *Tetrahedrons*.

V dalším kroku byly nastaveny okrajové podmínky. Pro nastavení vazeb na konstrukci byl použit příkaz *Fixed Support*, který byl nastaven na spodní stranu desky. To odpovídá uchycení desky k ložisku a následně ke kruhové základně. Následně byly nastaveny síly zatěžující rám. Již při úpravě geometrie k simulaci bylo uvažováno, aby nastavení simulace mohlo maximálně odpovídat realitě. Proto byly ke každé vidli vymodelovány dva plechy, nahrazující dosedací plochu vozíku. Jak již bylo zmíněno v kapitole nastavení kontaktů byl ze spodní strany plechu nastaven třecí kontakt. Z vrchní strany byla nastavena síla 7064 N působící od hmotnosti vozíku. Dále byla na rám v odpovídajícím místě nastavena síla 500 N úměrná hmotnosti naváděcího zařízení.



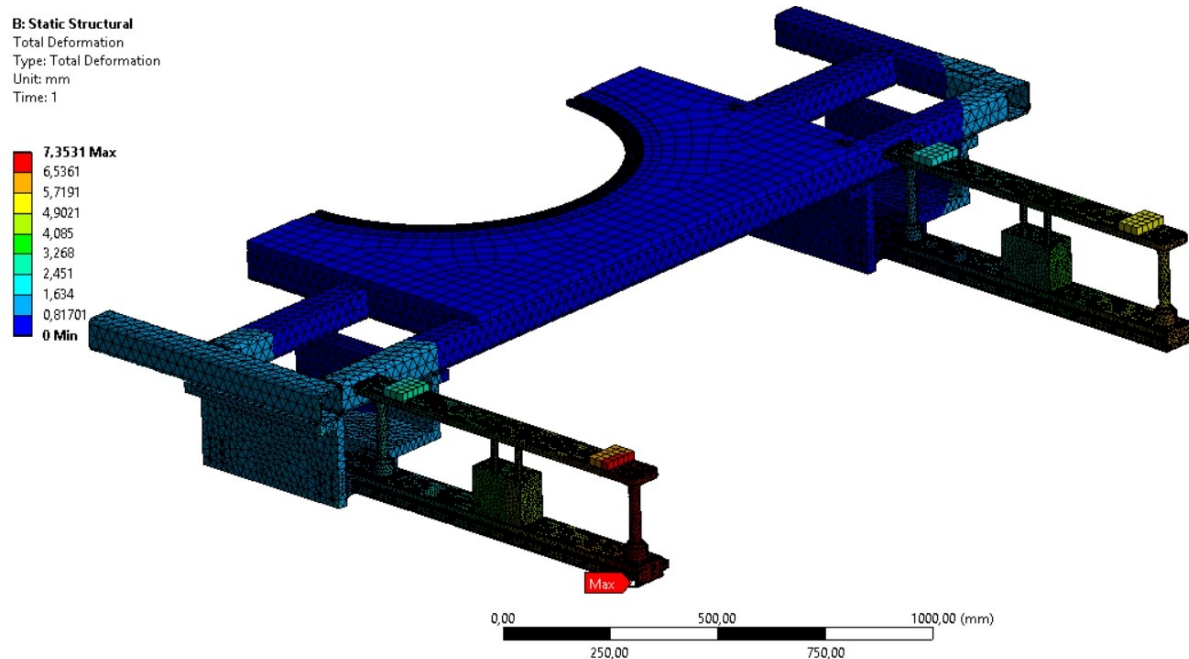
Obr. 29 Okrajové podmínky rámu s ližinami

Dále bylo nutno vybrat počítané veličiny. Důležitým údajem je zejména celková deformace rámu, která zcela jistě bude největší v krajní části vnější ližiny. Žádoucí je, aby byla co nejmenší, jak z důvodu maximálního zdvihu pneumatických válců, tak z hlediska prostoru, který je mezi spodní vidlí a podlahou (42 mm). Dále je nutno ověřit, zda napětí v jednotlivě navržených dílech jako je rám, držák ližin a jednotlivé vidlice, nepřesahuje povolené hodnoty. Proto bylo vhodné nastavit v řešení zobrazení napětí u jednotlivých dílů.

4.3.2 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ A DEFORMACE

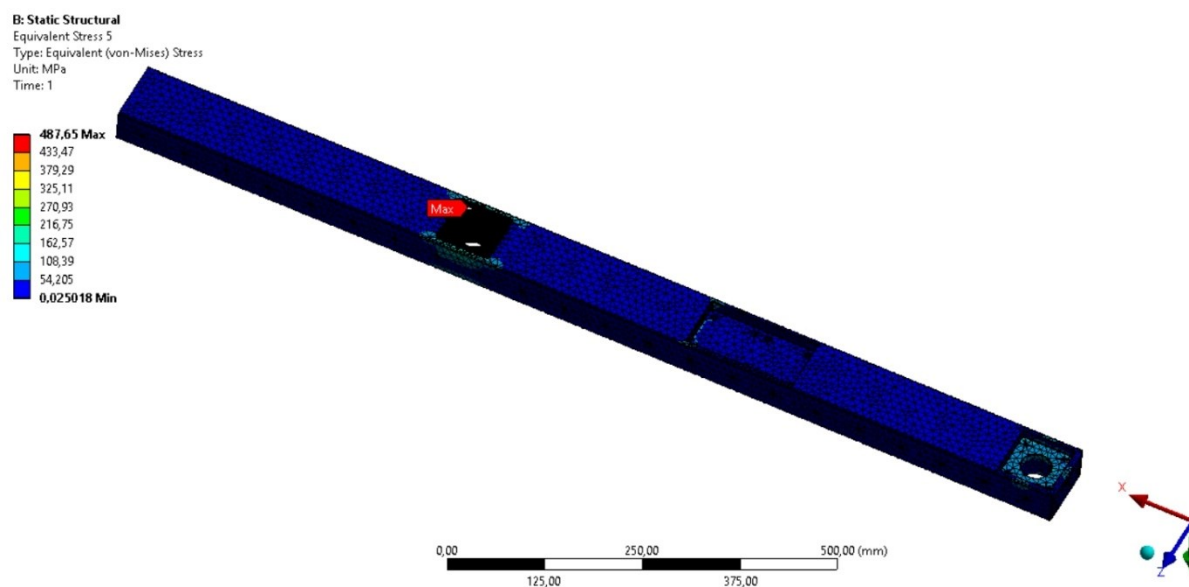
Výpočet ukázal, že největší deformace byla v očekávaném místě, a to v krajní části vidlice a její hodnota byla 7,35 mm. Z hlediska vzdálenosti od podlahy je tato hodnota vyhovující.

Co se týká napětí, vykazovaly všechny navržené součásti příznivé hodnoty, jen u spodní vidlice byla hodnota redukovaného napětí 487 MPa. I přes skutečnost, že byl pro tuto součást zvolen materiál s mezí kluzu 700 MPa, by tato hodnota redukovaného napětí při cyklickém zatěžování mohla přesáhnout dovolené napětí.

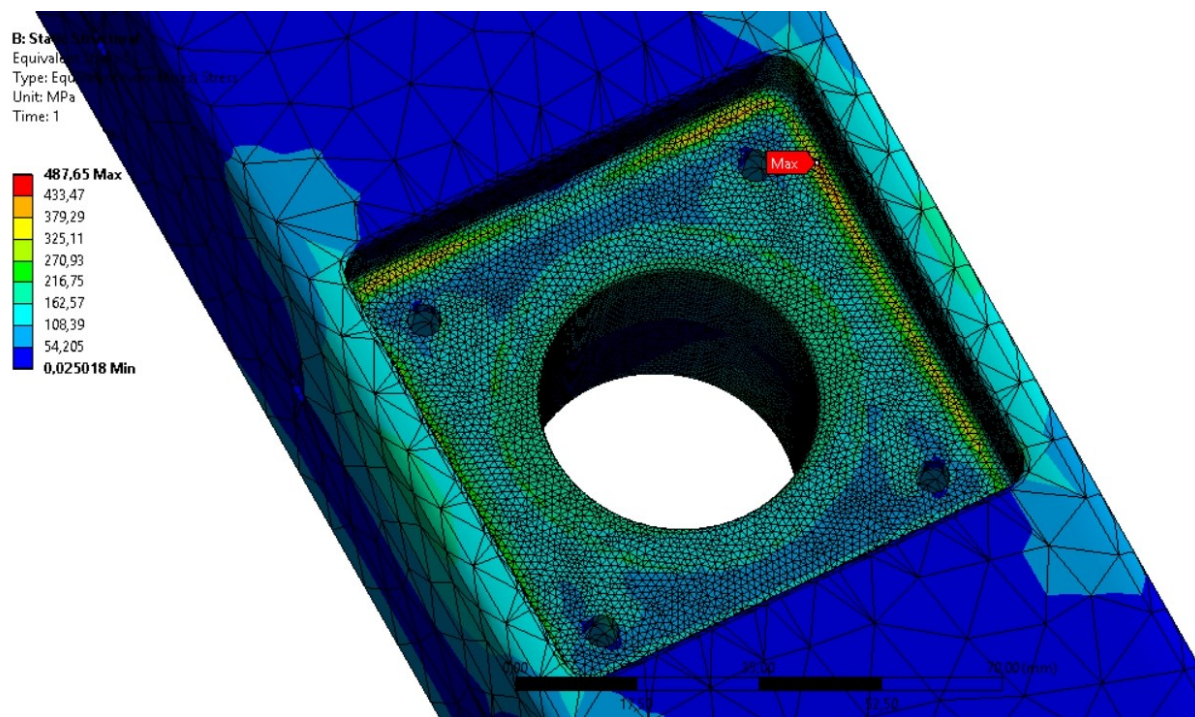


Obr. 30 Celková deformace rámu s ližinami

Jak je patrné z detailu, maximální hodnota napětí je v místě zaoblení, které má zásadní vliv na jeho koncentraci. Další značnou nevýhodou je celkové oslabení průřezu materiálu kvůli vytvoření otvoru pro kuličkové vedení, který je ovšem nezbytný.



Obr. 31 Maximální redukované napětí u spodní vidlice

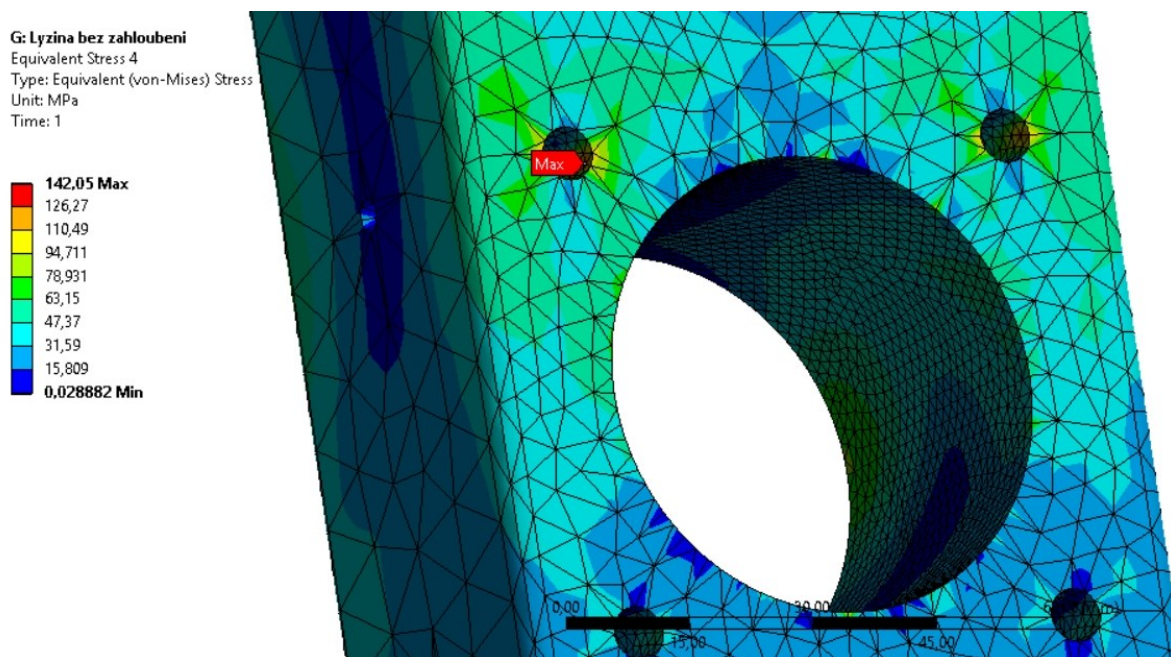


Obr. 32 Detail místa maximální koncentrace napětí spodní vidlice

Jelikož byla tímto výpočtem konstrukce shledána jako nevyhovující, byla potřebná úprava. Možným řešením by bylo zvětšit celkový průřez ližiny, čímž by ale narostly rozměry, hmotnost a především také cena za daný materiál. Vhodnou úpravou bylo odstranění zahloubení pro domek vedení, jelikož toto zahloubení není nezbytné, ba naopak z výrobního hlediska dělá součást složitější a tudíž i nákladnější. Zahloubení by bylo nezbytné, pokud by byl domek vedení vyšší nebo stejně vysoký jako pneumatický válec, který zajišťuje zdvih horní vidlice.

Geometrie byla v Inventoru upravena odstraněním zahloubení, čímž byl odstraněn i rádius v místě namáhání. Stejným postupem jaký byl aplikován u předchozího případu, byla nastavena i tato simulace. Touto úpravou byla také značně pozitivně ovlivněna celková deformace resp. průhyb celého rámu. V místě maximální deformace poklesla hodnota z původních 7,35 mm na 4,98 mm, což je o více než 2 mm menší průhyb.

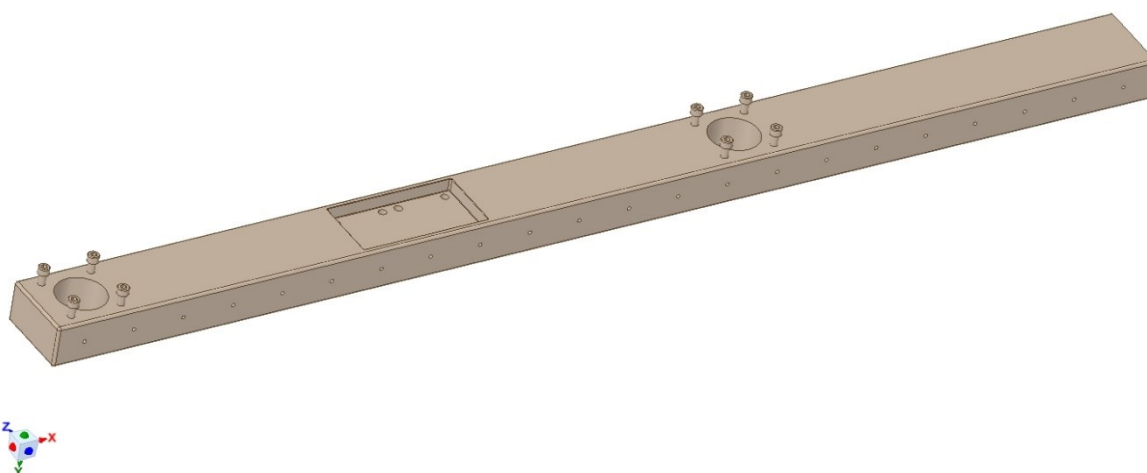
Nyní se nejvyšší hodnota redukovaného napětí nachází v místě díry šroubu. Její velikost je 142 MPa, ale nelze ji brát jako hodnověrnou, jelikož při simulaci nebyly uvažovány šrouby. Avšak i tato hodnota již nyní vypadá na první pohled velmi pozitivně už jen proto, že oproti předchozí je více než 3x menší. V místě díry pro tyč kuličkového vedení se maximální hodnoty redukovaného napětí pohybují okolo 100 MPa.



Obr. 33 Detail místa maximální koncentrace napětí spodní vidlice bez zahloubení

Z hlediska konstrukce se tato geometrie jeví jako vhodná, proto byla zachována a s ní byla provedena závěrečná simulace, ve které již byly uvažovány šrouby. V první řadě bylo nezbytné opět upravit geometrii přidáním chybějících šroubů. Ty byly přidány z obsahového centra Inventoru k přichycení domečků vedení ke spodní vidli a také pneuválce jak ke spodní tak i k vrchní vidli. To bylo provedeno na jednu celou vnější ližinu. Pokud by to bylo provedeno na všechny ližiny, výsledek by nebyl nijak ovlivněn jen, by byl výpočet zdlouhavější.

Pro zjednodušení výpočtu byly opět v prostředí Space Claim pomocí příkazu *Combine* šrouby přidržíující domky vedení sjednoceny se spodní vidlí jako jedno těleso. Stejně tak šrouby přichycující pneumatický válec byly sjednoceny s náhradou za pneumatický válec v jedno těleso.

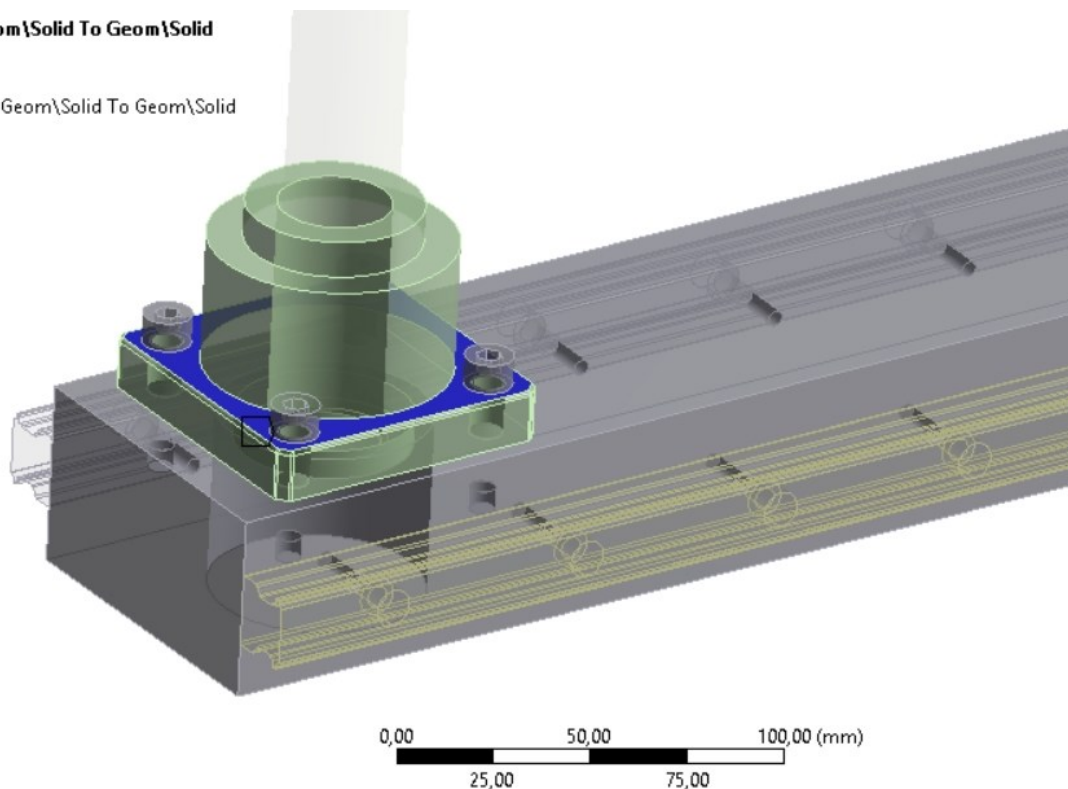


Obr. 34 Sjednocení spodní vidlice se šrouby ve Space Claim

V případě simulace bylo postupováno stejně jako v předchozích dvou případech. Počet kontaktů mírně narostl a bylo nutné je vhodně upravit. Mezi šroubem a domkem vedení byly nastaveny kontakty na *bonded* a mezi spodní vidlí a domkem kontakty na *frictional* s třecím součinitelem 0,15. Stejně tak u náhrady pneumatického válce byly nastaveny mezi šrouby a vidlicemi (spodní i vrchní) kontakty na *bonded*. Mezi samotnou náhradou a vidlemi byly kontakty změněny na *frictional*.

Bonded - Geom\Solid To Geom\Solid

Bonded - Geom\Solid To Geom\Solid

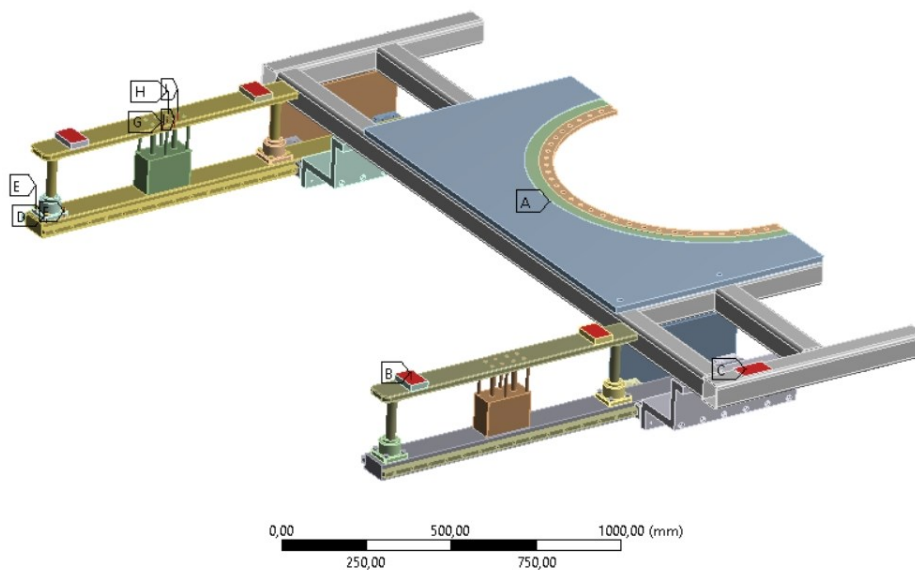


Obr. 35 Nastavení kontaktu Bonded mezi domkem vedení a šrouby

Dále bylo zapotřebí nastavit předpětí šroubů. To bylo provedeno příkazem *Bolt Pretension* a byla zde zadána hodnota osově síly ve šroubu pro šrouby o pevnosti 8.8 15 242 N pro M8 a 8 302 N pro šrouby M6. Nyní již mohla být spuštěna finální simulace. [11]

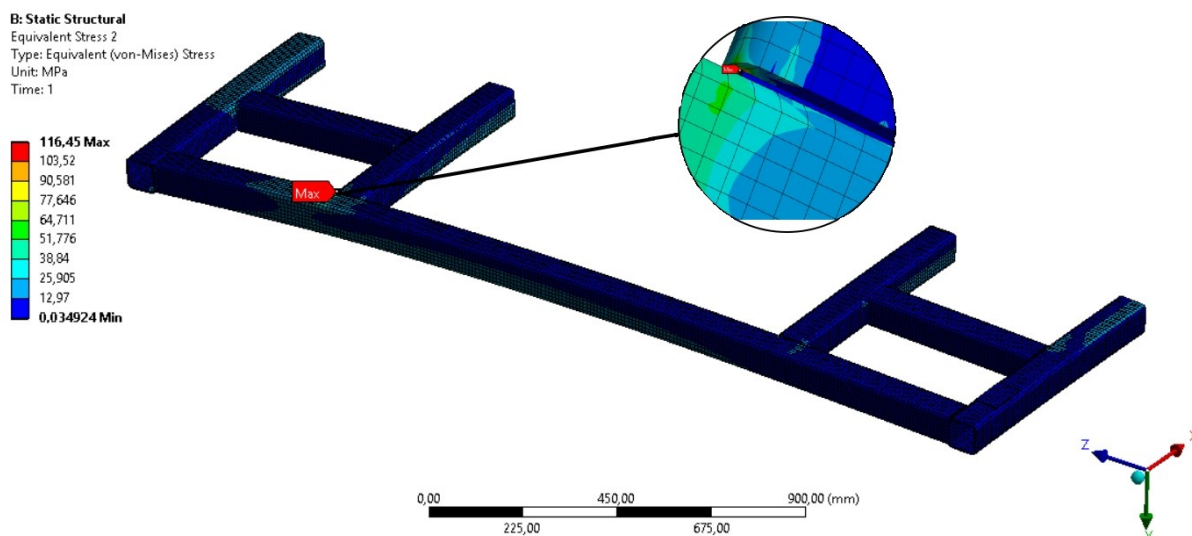
B: Static Structural
Bolt Pretension 15
Time: 1, s

- A Fixed Support
- B Force: 7064, N
- C Force 2: 500, N
- D Bolt Pretension: 15242 N
- E Bolt Pretension 2: 15242 N
- F Bolt Pretension 3: 15242 N
- G Bolt Pretension 12: 8302, N
- H Bolt Pretension 13: 8302, N
- I Bolt Pretension 14: 8302, N
- J Bolt Pretension 15: 8302, N



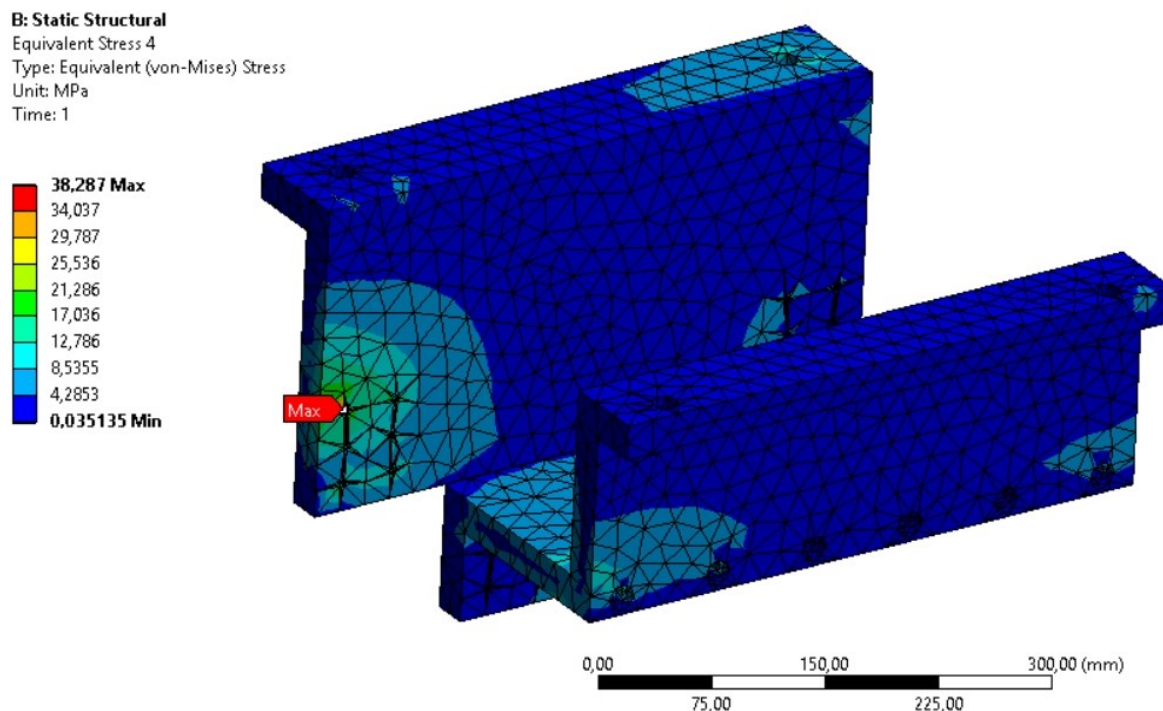
Obr. 36 Nastavení předpětí šroubů

Výsledná deformace byla pouhých 4,61 mm. Maximální redukované napětí u trubkového rámu bylo 116 MPa, avšak tuto hodnotu nelze brát jako reálnou, jelikož se napětí koncentruje v místě svaru a je zde ostrá hrana viz obr. 37, tudíž se jedná o singulární místo. Ve skutečnosti lze předpokládat napětí nižší, ale i při této hodnotě napětí by byl rám dostačující.



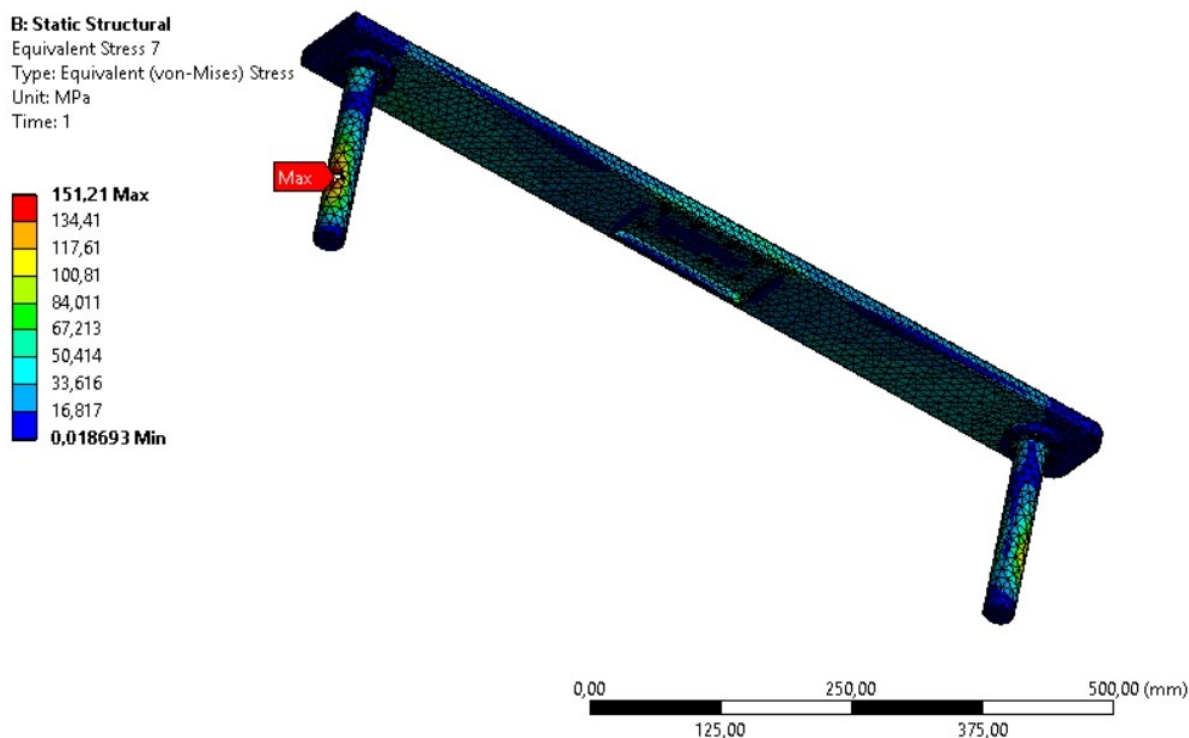
Obr. 37 Maximální redukované napětí u trubkového rámu

Držák ližin se jeví také jako vyhovující, jelikož maximální hodnota redukovaného napětí je zde 38 MPa. Napětí se koncentruje v místě díry na šroub pro přichycení vozíku valivého vedení sloužící k výsuvu ližin.



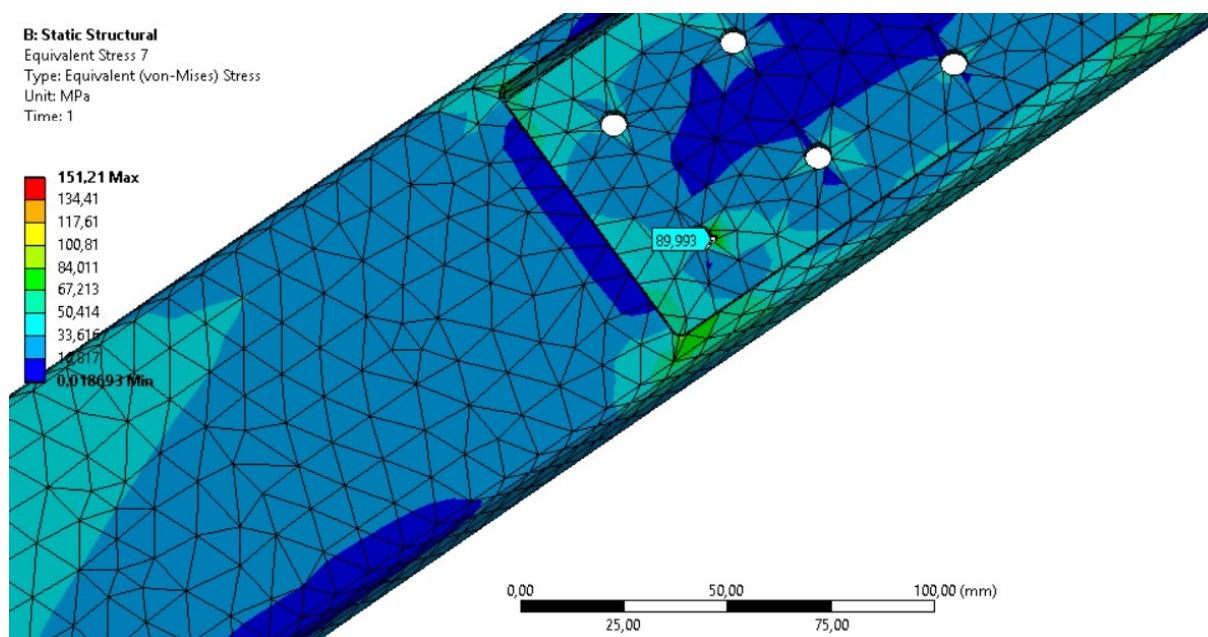
Obr. 38 Maximální redukované napětí držáku ližin

Tyč kuličkového vedení byla ponechána jako součást horní vidlice. Nejvyšší hodnota redukovaného napětí 151 MPa vychází právě v místě tyče. Ovšem tento údaj není podstatný, jelikož maximální únosnost tohoto vedení je dána výrobcem.



Obr. 39 Maximální redukované napětí na tyči vedení

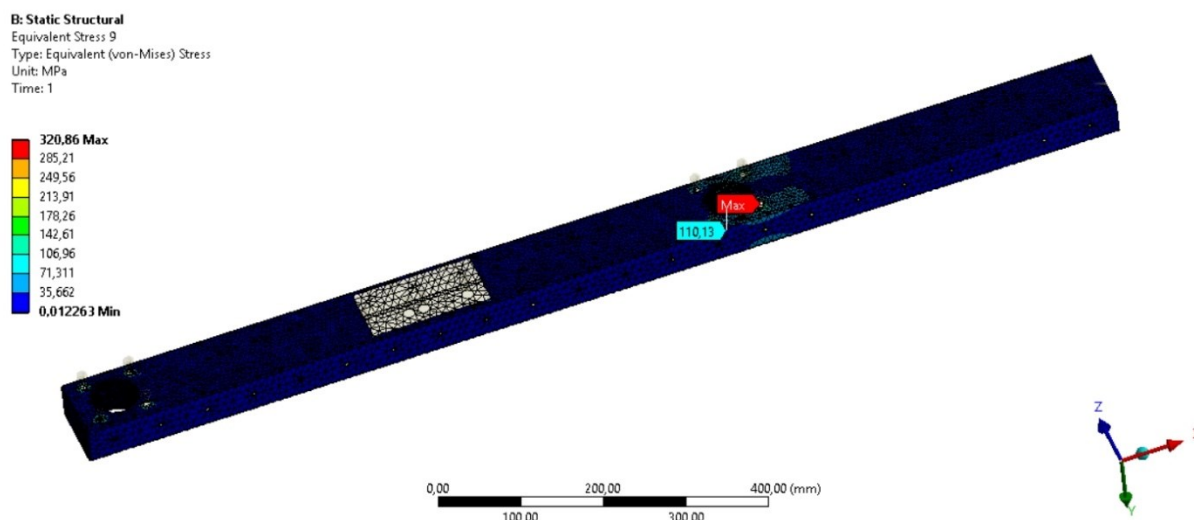
Klíčovým údajem je maximální hodnota redukovaného napětí na horní vidli. Jeho výskyt je v zeslabeném místě, ve kterém je vytvořeno zahlbounění pro pneumatický válec a jsou zde také vyvrtány otvory pro uchycení válce. V místě díry se napětí blíží hodnotě 90 MPa.



Obr. 40 Maximální redukované napětí horní vidlice v místě díry u zahlbounění

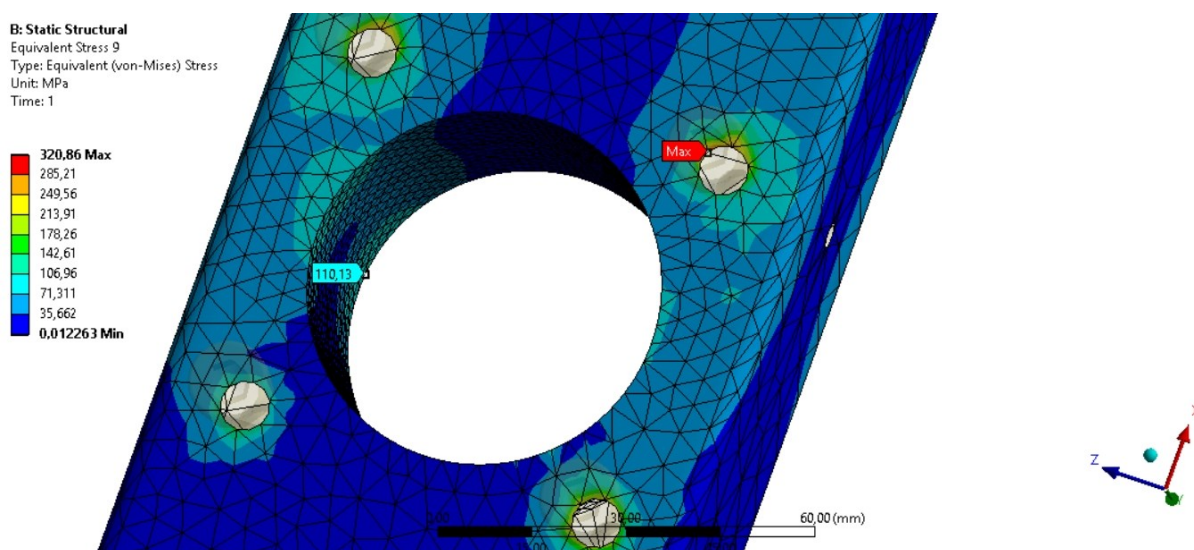
Všechny tyto součásti jsou vyrobeny z materiálu o stejné mezi pevnosti a kluzu jako hák v kapitole 4.1, u které byla počítána mez únavy pro počet cyklů větší než 10^6 . Výpočet byl uskutečněn poměrně hodně konzervativně a tato mez vyšla 120,05 MPa. Kdyby byl tento výpočet aplikován na každý díl zvlášť tato hodnota by vyšla velmi podobná či spíše větší, jelikož významný vliv na ni má součinitel vrubu, který by byl u těchto součástí vyšší. Jelikož u žádné součásti nepřesahuje maximum redukovaného napětí tuto hodnotu, lze tyto navržené součásti považovat za konstrukčně vyhovující.

U spodní vidlice vychází maximální hodnota redukovaného napětí 320 MPa, avšak toto napětí je koncentrováno v místě přechodu šroubu a samotné spodní vidlice. V geometrii je ostrá hrana a tím může být výsledek zásadně ovlivněn. Jelikož se jedná o singulární místo, tak by napětí při zjemňování sítě rostlo a nekonvergovalo ke správné hodnotě.



Obr. 41 Maximální redukované napětí spodní vidlice v místě díry

Důležitou hodnotou je napětí koncentrované v místě díry pro tyč kuličkového vedení. Zde je nejmenší průřez celého tělesa, a právě toto místo bude nejkritičtější. Maximální hodnota redukovaného napětí se pohybuje okolo 110 MPa.



Obr. 42 Detail maximálního redukovaného napětí spodní vidlice v místě díry

Právě tato hodnota je brána v potaz při výpočtu součinitele bezpečnosti k neomezeného počtu zátěžných cyklů. Pro tento díl byla použita z hlediska pevnosti odolnější ocel třídy 15. Její hodnoty potřebné k výpočtu znázorňuje tab. 5.

Tab.5 Základní vlastnosti obrobku a jeho materiálu [2]

Veličina	Hodnota	Jednotka
Mez kluzu [R_e]	700	[MPa]
Mez pevnosti [R_m]	900	[MPa]
Zatěžovaný průměr (rozměr) [d]	50	[mm]

Výpočet byl uskutečněn stejně jako v kapitole 4.1, jelikož se také jedná o míjivý zatěžovací cyklus. Bylo opět využito Soderbergovo kritérium dle rovnice (8). Nejprve byly spočítány dle rovnice (9) hodnoty amplitudy napětí σ_a [MPa] a středního napětí σ_m [MPa], které jsou v tomto případě totožné.

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (17)$$

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{110 - 0}{2}$$

$$\sigma_a = \sigma_m = 55 \text{ MPa}$$

Dále byl vypočítán dle rovnice (11) únavový poměr:

$$\Phi = \frac{\sigma_{Co}}{R_m} = 0,629 \cdot d^{-0,107} \quad (18)$$

$$\Phi = 0,4139$$

Z tohoto poměru byla obdobně jako v rovnici (12) vypočítána mez únavy:

$$\sigma_{Co} = R_m \cdot \Phi \quad (19)$$

$$\sigma_{Co} = 900 \cdot 0,4139$$

$$\sigma_{Co} = 372,48 \text{ MPa}$$

Poté byl podle rovnic (13) a (14) vypočítán součinitel jakosti povrchu k_a :

$$k_a = a \cdot R_m^b \quad (20)$$

$$k_a = 4,45 \cdot 900^{-0,265}$$

$$k_a = 0,7336$$

a součinitel velikosti tělesa k_b :

$$k_b = 1,24 \cdot d^{-0,107} \quad (21)$$

$$k_b = 0,969$$

Součinitel vlivu způsobu zatěžování k_c je pro ohyb stejně jako v přechozím případě roven hodnotě 1, stejně tak součinitel vlivu teploty k_d . Součinitel spolehlivosti k_e byl volen pro spolehlivost vyšší než v předchozím případě a to 99 %, jelikož by při prasknutí vidlice mohl nastat větší problém, než kdyby praskl hák. Jeho hodnota je 0,814. Vrubový součinitel není u tohoto případu brán v potaz, jelikož rádius v místě vrubu je mnohonásobně větší než maximální hodnota rádiusu v grafu výběru vrubového součinitele [10].

Nyní již lze odhadnout dle rovnice (10) mez únavy reálné součásti bez vlivu vrubu σ'_{c1} . Jelikož není vrub brán v potaz rovná se tato hodnota mezi únavy skutečné součásti σ'_c :

$$\sigma'_{c1} = \sigma'_c = \sigma_{co} \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \quad (22)$$

$$\sigma'_c = 372,48 \cdot 0,733 \cdot 0,815 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,814$$

$$\sigma'_c = 181,48 \text{ MPa.}$$

V poslední fázi je již možné spočítat bezpečnost dle Soderbergova kritéria viz. rovnice (8):

$$\frac{1}{k} = \frac{\sigma_a}{\sigma'_c} + \frac{\sigma_m}{R_e} \quad (23)$$

$$\frac{1}{k} = \frac{55}{181,48} + \frac{55}{700}$$

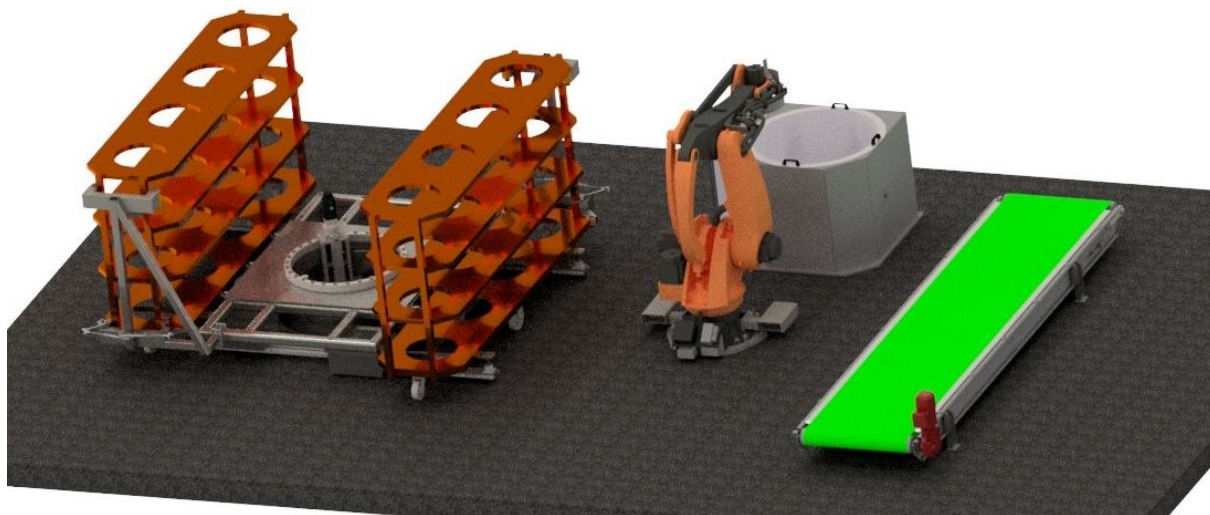
$$\frac{1}{k} = 0,382$$

$$k = \frac{1}{0,307} = 2,61.$$

Uvážíme-li, že je Soderbergovo kritérium z hlediska bezpečnosti konzervativní, je součinitel bezpečnosti $k = 2,61$ poměrně vysoký. Avšak pokud by nebyla provedena úprava geometrie spodní vidlice, tento součinitel by zcela jistě vycházel hluboce pod hodnotu 1, jelikož zde vycházela více jak 3x vyšší napětí než nyní. Dá se tedy usoudit, že tato součást bude z hlediska bezpečnosti dostatečná a měla by vydržet po celou životnost stroje.

5 DALŠÍ POTŘEBNÉ ÚPRAVY VÝROBNÍ LINKY

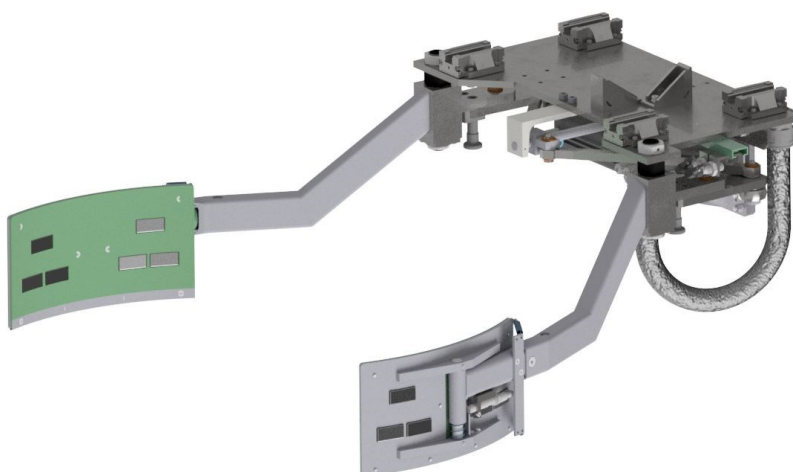
Manipulátor byl konstruován pro připravovanou novou konfiguraci výrobní linky. Pokud bude tento projekt po dokončení práce schválen, bude za potřebí provést na lince dvě inovace, které musí být vůči sobě přizpůsobeny.



Obr. 43 Současná konfigurace navrženého manipulátoru ve výrobní lince

5.1 NÁVRH CHAPADEL ROBOTA

Do první části patří návrh „chapadel“ robota. Jak již bylo řečeno, robot má nahradit dva stávající manipulátory, které slouží pro manipulaci s pneumatikami. Jelikož by stávající díly z manipulátorů nebylo možné jako příslušenství k robotu využít, bude zapotřebí navrhnout nové. Chapadly se myslí segmenty, které budou schopny uchopit pneumatiku, tak aby byly umožněny veškeré manipulace s ní.



Obr. 44 Dosavadní chapadla manipulátoru [12]

V první fázi bude zapotřebí surový plášť vyjmout z pásového dopravníku a umístit jej do separovací komory. Zde bude také záležet na konstrukci komory a zařízení pro nanášení separačního roztoku. U dosavadní verze při nanášení separačního roztoku rotuje část manipulátoru, aby zajistila nanesení postříku na celý obvod pneumatiky, a separovací zařízení je bez pohybu, rotuje zde pouze talíř, který ostříkuje emulzi na celou šířku pneumatiky. Tato varianta by nejspíš nebyla nejvhodnější, koncová část ramene robota by rotovala, ale z možných řešení ji vyloučit nelze.

Ve druhé fázi má být pneumatika zařazena do všech pater a řad vozíku, tak aby nedošlo ke kolizi jeho rámem či kolizi s podstavou, jelikož při velkém průměru pneumatik je mezi chapadlem a rámem vozíku poměrně málo prostoru.

5.2 ÚPRAVA MECHANISMU PRO NANÁŠENÍ SEPARAČNÍHO ROZTOKU

Separací roztok je nanášen na surové pláště před tím, než jsou umístěny do lisu pro získání jejich finální podoby. Je nezbytné, aby byla tekutina rozstříknuta po celém vnitřním obvodu pneumatiky. Toho lze dosáhnout dvěma způsoby. Buď musí rotovat pneumatika kolem trysky, která rozstříkuje separátor nebo musí tryska rotovat kolem vnitřního obvodu pláště. Vhodnější se zdá varianta s rotující tryskou, ovšem rozhodující bude volba typu uchopení.



Obr. 45 Komora ve které je nanášen separátor [13]

6 SROVNÁNÍ S PŮVODNÍM ZAŘÍZENÍM

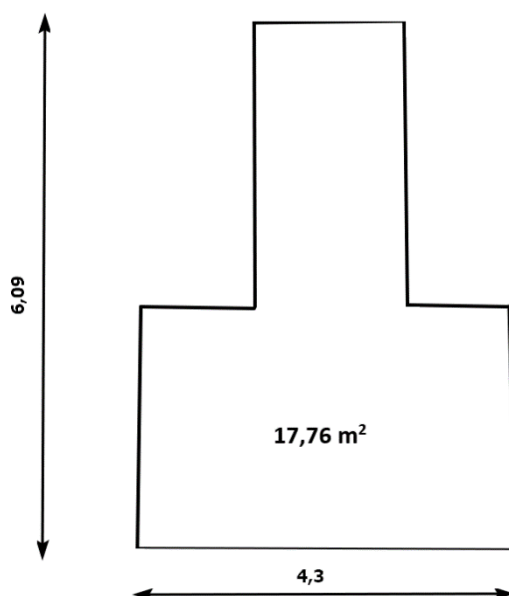
Poslední kapitola této práce přináší srovnání navrženého manipulátoru s původním zařízením, aby bylo možno posoudit, zda bude nová konstrukce splňovat dané požadavky.

6.1 PARAMETRY OBOU ZAŘÍZENÍ

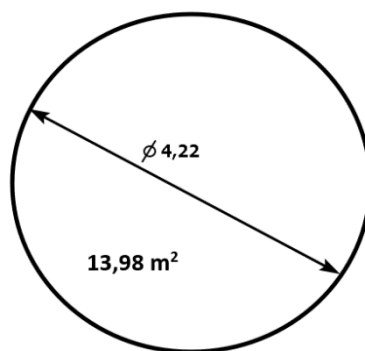
Důležité bylo, aby nové zařízení nepřesáhlo původní zástavbové rozměry. Čas potřebný na výměnu vozíků měl být do 50 s. Srovnání těchto údajů zobrazuje tab. 6, obr. 46 a obr. 47, ze kterých je patrné, že byly tyto požadavky dodrženy.

Tab.6 Základní parametry obou zařízení

Veličina	Původní zařízení	Nové zařízení
Rozměry zařízení [m]	4,3 x 6,09	ø 4,22
Pracovní plocha zařízení [m ²]	17,76	13,98
Čas výměny vozíků [s]	50	15



Obr. 46 Pracovní plocha původního zařízení



Obr. 47 Pracovní plocha nového zařízení

6.2 VÝSLEDNÉ ZHODNOCENÍ

Zařízení bylo konstruováno s ohledem na zástavbové požadavky podlahy. U nového zařízení již není potřebné provádět složitou destrukci podlahy do hloubky přibližně 150 mm, ale postačí uchycení na základovou desku, stejně jako u většiny strojů ve výrobě. Základová ocelová deska bývá tlustá asi 25 mm a její vrchní strana na kterou dosedá stroj je v rovině podlahy.

Podmínka zástavby jak je zřejmé v předchozí podkapitole 6.1 byla také splněna. Zařízení nepřesahuje původní pracovní oblast. Také doba výměny vozíků se jeví velmi pozitivně, jelikož je manipulátor schopen provést výměnu za téměř 3x menší čas. Všechny požadované podmínky byly tedy splněny.

ZÁVĚR

Jak je z výsledků patrné, stávající zařízení zvané „nádraží“ sloužící pro manipulaci s vozíky, je vhodné nahradit otočným manipulátorem provádějícím tuto operaci. Tento koncept odstraňuje hlavní nedostatek stávajícího stroje, čímž byla nutná destrukce podlahy výrobní linky při zařazení tohoto stroje do výrobního procesu. Dále bylo nezbytné nepřekročit současné rozměry. Původní nádraží jak již bylo řečeno bylo umístěno pod úrovní podlahy a toto vybrání mělo tvar „T“, který měl přibližné rozměry 4,3 x 6,1 m. Celkově zabraná plocha potřebná pro tento mechanismus byla 17,76 m². Nová konstrukce koná rotační pohyb, proto je potřebnou plochou kružnice. Na manipulátoru byla změřena největší možná úhlopříčka, která je 4,22 m, což odpovídá ploše 13,98 m². Došlo tedy k úspoře prostoru téměř o 4 m². Další výhodou nového konceptu je čas potřebný k výměně vozíků. Volba motoru a převodovky byla dimenzována na 15 s, s tím že je zde ještě značná rezerva pro zrychlení. Původní zařízení provádí tento úkon za necelých 50 s, což je více než 3x horší čas.

Po konstrukci celkového zařízení bylo za pomoci MKP simulací odhaleno několik nedostatků, které byly následně odstraněny, aby bylo zařízení vyhovující zejména vůči bezpečnosti provozu. Také bylo možné díky těmto simulacím upravit předimenzované součásti a zajistit tak úsporu materiálu a tím snížení hmotnosti stroje.

Tato problematika byla řešena v rámci konstrukce Conti Machinery. Nová konstrukce se jeví velmi pozitivně, jelikož splňuje požadované cíle a dosahuje lepších výsledků než bylo očekáváno. Lze ji tedy vyhodnotit jako vyhovující. Po dokončení práce bude tento nový koncept ve firmě hromadně konzultován. V případě schválení bude projekt dokončen do finální podoby včetně elektroinstalace, senzoriky, výkresové dokumentace a připraven k výrobě.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] *Rack Magazine 473141*. Continental – Interní databáze Conti Machinery. Hanover.
- [2] Přehled vlastností oceli 51CrV4. Bolzano.cz [online]. [cit. 2019-05-07]. Dostupné z: https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10083/MOP_51CrV4.pdf
- [3] Schaeffler.com. *Rolling and plain bearings, accessories* [online]. [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: https://medias.schaeffler.com/medias/en!hp.ec.br.pr/YRTC*YRTC850-XL
- [4] *Schaeffler.es* [online]. [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: https://www.schaeffler.es/content.schaeffler.es/es/Novedades-y-prensa/oficina-prensa/notas-de-prensa/press_releases_detail.jsp?id=79622232
- [5] HALLIDAY, David, Robert RESNICK a Jearl WALKER. *Fyzika: vysokoškolská učebnice obecné fyziky*. Brno: VUTIUUM, 2000. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 80-214-1868-0.
- [6] Wittenstein-alpha.com. *Alpha.wittenstein.de* [online]. 2019 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: https://alpha.wittenstein.de/en-en/products/servo-gearboxes/low-backlash-planetary-gearboxes/np-npl-nps-npt-npr-planetary-gearbox/#_ga=2.63557227.536127613.1557397248-1516162795.1554979781
- [7] 1FK70422AF711RG0. *Mall.industry.siemens.com* [online]. 2019 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <https://mall.industry.siemens.com/mall/en/us/Catalog/Product/1FK70422AF711RG>
- [8] STIERS, Christian a Jiří SMOLINKA. *Motor Auslegungsguide englisch: Konstrukce pohonů – manuál*. Continental AG. Hanover, 2016.
- [9] Přehled vlastností oceli S235JR. Bolzano.cz [online]. [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10025/MOP_prehled_vlastnosti_S235JR.pdf
- [10] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [11] Utahovací momenty šroubů. Briol.cz [online]. [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <https://www.briol.cz/technicke-informace/utahovaci-momenty-sroubu>
- [12] 472090: Continental – Interní databáze Conti Machinery. Hanover.
- [13] Separation chamber: Continental – Interní databáze Conti Machinery. Hanover.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[-]	Koeficient jakosti povrchu
b	[-]	Koeficient jakosti povrchu
CAD		Computer Aided Design (počítačem podporované navrhování)
ČSN		Chráněné označení českých technických norem
d	[mm]	Uvažovaný zatížený průměr (rozměr)
EN		Chráněné označení evropských technických norem
FEM		Finite element method
F_{Lmax}	[N]	Maximální axiální síla působící na ložisko
F_{vI}	[N]	Síla působící od vozíku na jednu vidli
F_{vmax}	[N]	Síla působící od vozíku na jednu stranu vidlí
G_R	[kg]	Hmotnost rotačních hmot
G_v	[kg]	Maximální hmotnost plného vozíku
i	[-]	Převodový poměr
ISO		Mezinárodní norma
I_z	[kg · m ²]	Moment setrvačnosti rotačních částí kolem svislé osy
k	[-]	Součinitel bezpečnosti
k_a	[-]	Součinitel jakosti povrchu
k_b	[-]	Součinitel velikosti tělesa
k_c	[-]	Součinitel způsobu zatěžování
k_d	[-]	Součinitel vlivu teploty
k_e	[-]	Součinitel spolehlivosti
MKP		Metoda konečných prvků
M_R	[N · m]	Třecí moment ložiska
M_{RM}	[N · m]	Moment rotačních hmot
M_{RMcelk}	[N · m]	Celkový moment otočného stolu
M_{vmax}	[N · m]	Rychlost proudu nestlačitelné tekutiny
r	[m]	Vzdálenost od vodícího vozíku do působíště síly
R_e	[MPa]	Mez kluzu
R_m	[MPa]	Mez pevnosti
z_1	[-]	Počet zubů pastorku
z_2	[-]	Počet zubů ozubeného věnce

β	[-]	Vrubový součinitel
ε	[rad·s ⁻¹]	Úhlové zrychlení
σ'_a	[MPa]	Amplituda napětí
σ'_C	[MPa]	Mez únavy reálné součásti
σ'_{Co}	[MPa]	Mez únavy
σ'_m	[MPa]	Střední napětí
σ'_{Cl}	[MPa]	Mez únavy reálné součásti bez vlivu vrubu
Φ	[-]	Únavový poměr

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1	Protokol	(SIZER for Siemens) Simulace motoru 1FK7042
Příloha 2	Data Sheet	Festo ADNGF-63-80-PPS-A
Příloha 3	Data Sheet	Festo DSNU-16-125-PPV-A
Příloha 4	Data Sheet	Festo DGC-K-18-900-PPV-A-GK
Příloha 5	Data Sheet	Siemens 1FK7042-2AF71-1RG0
Příloha 6	Data Sheet	Wittenstein NPS035S
Příloha 7	Data Sheet	INA KUSE20-L
Příloha 8	Data Sheet	INA KFB30-B-PP-AS